

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta stojní  
Katedra energetiky

Využití odpadního tepla v areálu Aquaparku Kravaře

Waste Heat Utilization in Aquapark Kravaře

Student:

Bc. Tomáš Weczerek

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Tomáš Výtisk

Ostrava 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání diplomové práce

Student:

**Bc. Tomáš Weczerek**

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma:

Využití odpadního tepla v areálu aquaparku Kravaře  
Waste Heat Utilization in Aquapark Kravaře

Zásady pro vypracování:

Na základě zjištěného stavu týkajícího se využívání teplé vody v technologii aquaparku rozpracujte možné způsoby využití tohoto tepla a proveďte návrh výměníku tepla na znečištěnou vodu.

- 1) Popis současného stavu technologie.
- 2) Rozpracování a zhodnocení variant možného uspořádání technologie s ohledem na úspory tepla.
- 3) Výběr jedné varianty a její rozpracování do výkresové dokumentace.
- 4) Výpočet předpokládaných úspor energie a vody.

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1) KADLEC Z., *Termomechanika - návody do cvičení*. VŠB TU Ostrava 2001, 100 st., ISBN 80-7078-912-3
- 2) SZÉKYOVÁ M., FERSTL K., *Větrání a klimatizace*. Jaga group s.r.o., Bratislava 2006, 351 st., ISBN 80-8076-037-3
- 3) RAJNIAK, I., *Tepelno - energetické a emisné merania*. I. vydání, Bratislava: Ister Science s.r.o., 1997. 481 st. ISBN 80-88683-20-3.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

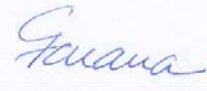
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Výtisk**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



  
prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.  
vedoucí katedry

  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

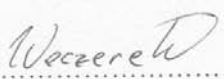
V Ostravě.....*17.5.2010*.....

*Weczeret*  
.....  
podpis studenta

### Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěny v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 17.5.2010.....

  
.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Tomáš Weczerek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Floriánská 7, Kravaře, PSČ: 747 21

## **Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval za odborné vedení panu Ing. Tomáši Výtiskovi, za cenné rady vedoucímu odboru relaxace a sportu panu Eduardovi Kandráčovi a velice ochotnému personálu Aquaparku Kravaře a za ocenění výměníku tepla panu Petru Barankovi z firmy PH pipes s.r.o.

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

WECZEREK, T. *Využití odpadního tepla v areálu Aquaparku Kravaře : diplomová práce.* Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2010, 63 s. Vedoucí práce: Výtisk, T.

Diplomová práce se zabývá využitím odpadního tepla v areálu Aquaparku Kravaře. V úvodu diplomové práce je popsán zmíněný objekt a využívané technologie. Na základě těchto znalostí jsou zmapovány čtyři možnosti využití odpadního tepla v tomto areálu. Možnost využití odpadního tepla bazénové vody je snaze realizovatelnou a taktéž velice rentabilní, proto je dále podrobněji rozpracována. Stěžejním prvkem je zde výměník tepla, který je navržen pro konkrétní podmínky Aquaparku Kravaře. Diplomová práce je zakončena vyčíslením investičních nákladů a ekonomickým zhodnocením navrhovaného výměníku tepla. Technické výkresy výměníku tepla a postup výpočtů je dokumentován v příloze diplomové práce.

## ANNOTATION OF THESIS

WECZEREK, T. *Waste Heat Utilization in Aquapark Kravaře : Master Thesis.* Ostrava : VŠB -Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2010, 63 p. Thesis head: Výtisk T.

Master thesis deals with the use of waste heat in the Kravaře Aquapark. In introduction, the thesis object is mentioned and the use of technology is described. Based on this knowledge, there have been identified four options for heat recovery in this area. The possibility of using waste heat pool water is a viable and very profitable effort, so it is further developed. The central element is a heat exchanger, which is designed for the specific conditions of the Kravaře Aquapark. The thesis is concluded by quantifying the investment cost and economic evaluation of the proposed heat exchanger. The technical drawings of the heat exchanger and the calculation procedure are documented in the Annex to this thesis.

# Obsah

strana

<b>Seznam použitého označení.....</b>	<b>10</b>
<b>0 Úvod.....</b>	<b>11</b>
<b>1 Současný stav.....</b>	<b>13</b>
1.1 Úvod.....	13
1.2 Popis hlavních zařízení .....	14
<b>2 Využití odpadního tepla .....</b>	<b>16</b>
2.1 Úvod.....	16
2.2 Spotřeba tepla .....	16
2.3 Možnosti úspory .....	16
2.3.1 Využití odpadního tepla TUV .....	17
2.3.2 Návrh kogenerační jednotky namísto jednoho současného teplovodního kotle .....	18
2.3.3 Využití odpadního tepla vznikajícího při chlazení kompresorů .....	19
2.3.4 Využití odpadního tepla bazénové vody .....	20
2.4 Projekt k podrobnějšímu rozpracování .....	20
<b>3 Využití odpadního tepla bazénové vody .....</b>	<b>21</b>
3.1 Úvod.....	21
3.2 Současný stav .....	22
3.3 Specifická zařízení.....	22
3.4 Schéma zapojení strojních zařízení .....	24
3.5 Princip úpravy vody.....	24
<b>4 Zařazení výměníku tepla do soustavy.....</b>	<b>25</b>
4.1 Úvod.....	25
4.2 Jednotlivé možnosti zařazení výměníku tepla.....	25
4.3 Návrh k podrobnějšímu rozpracování.....	28
<b>5 Čerpadlo k provozu výměníku tepla.....</b>	<b>29</b>
5.1 Úvod.....	29
5.2 Využitelné stávající čerpadlo .....	29
<b>6 Výběr vhodného typu výměníku .....</b>	<b>30</b>
6.1 Úvod.....	30
6.2 Obecná charakteristika.....	30

6.3	Deskové výměníky tepla .....	31
6.4	Trubkové výměníky tepla .....	32
6.5	Výměníky tepla Twisted tube .....	33
6.6	Návrh k podrobnějšímu rozpracování.....	34
<b>7</b>	<b>Návrh výměníku tepla .....</b>	<b>35</b>
7.1	Úvod.....	35
7.2	Popis.....	35
7.3	Zvolený materiál.....	36
7.4	Kalcinóza, vápenné usazeniny .....	36
7.5	Zanášení .....	36
<b>8</b>	<b>Výpočet trubkového výměníku tepla .....</b>	<b>37</b>
8.1	Úvod.....	37
8.2	Hodnoty potřebné k výpočtu .....	37
8.3	Výpočet .....	38
<b>9</b>	<b>Výpočet tlakových ztrát.....</b>	<b>44</b>
9.1	Úvod.....	44
9.2	Výpočet .....	44
<b>10</b>	<b>Čištění výměníku tepla .....</b>	<b>52</b>
10.1	Úvod.....	52
10.2	Čištění .....	52
<b>11</b>	<b>Popis zapojení trubkového výměníku tepla.....</b>	<b>53</b>
11.1	Úvod.....	53
11.2	Potrubí k napojení výměníku .....	53
<b>12</b>	<b>Investiční náklady.....</b>	<b>54</b>
12.1	Úvod.....	54
12.2	Jednotlivé části výměníku tepla.....	54
12.3	Hmotnost rozebíratelných částí .....	55
12.4	Celkové investiční náklady .....	55
<b>13</b>	<b>Ekonomické zhodnocení.....</b>	<b>56</b>
13.1	Úvod.....	56
13.2	Podklady pro výpočet .....	56



13.3 Výpočet ceny ohřevu napájecí vody ( $t_{11}$ ) na teplotu vody v bazénech ( $t_{12}$ ).....	56
13.4 Výpočet ceny ohřevu napájecí vody ( $t_{11}$ ) na teplotu vody ve vířivce ( $t_{12}$ ) .....	58
13.5 Náklady na provoz kalového čerpadla.....	59
13.6 Celková úspora při instalaci výměníku tepla .....	59
13.7 Doba návratnosti investice .....	59
13.8 Cash flow .....	60
13.9 Závěr .....	60
<b>14 Závěr .....</b>	<b>61</b>
<b>15 Seznam použité literatury .....</b>	<b>62</b>
<b>16 Seznam příloh .....</b>	<b>63</b>

## Seznam použitého označení

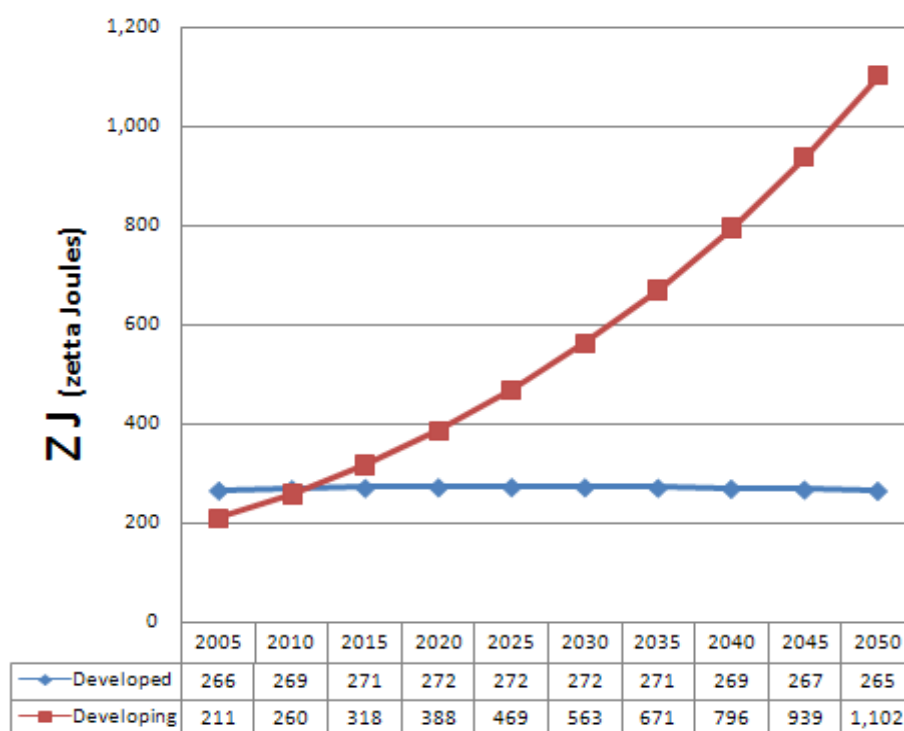
$L$	celková délka trubky	m
$L_n$	délka jedné trubky	m
$Nu$	Nusseltovo kritérium	-
$Pr$	Prandtlovo kritérium	-
$\dot{Q}$	tepelný výkon	kW
$\dot{Q}_M$	tepelný výkon po instalaci výměníku tepla	kW
$\dot{Q}_N$	tepelný výkon před instalací výměníku tepla	kW
$Re$	Reynoldsovo kritérium	-
$S$	plocha výměníku	m <sup>2</sup>
$S_x$	průřez naplněný kapalinou	m <sup>2</sup>
$\dot{V}_{M,plynu}$	objem spotřeb. plynu po instalaci výměníku tepla	m <sup>3</sup>
$\dot{V}_{N,plynu}$	objem spotřeb. plynu před instalací výměníku tepla	m <sup>3</sup>
$\dot{V}_s$	objemový průtok studeného média	m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup>
$\dot{V}_t$	objemový průtok teplého média	m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup>
$c_p$	měrná tepelná kapacita	kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
$d_1$	vnitřní průměr trubky	m
$d_2$	vnější průměr trubky	m
$d_{ekv}$	ekvivalentní průměr pro mezitrubkový průřez	m
$k$	absolutní drsnost potrubí	m
$k_l$	součinitel prostupu tepla	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
$\dot{m}$	hmotnostní tok	kg.s <sup>-1</sup>
$n$	počet	-
$o$	smočený obvod	m
$t_{11}$	teplota teplé vody na vstupu	°C
$t_{12}$	teplota teplé vody na výstupu	°C
$t_{21}$	teplota studené vody na vstupu	°C
$t_{22}$	teplota studené vody na výstupu	°C
$t_{baz}$	čas potřebný k doplnění vody pro bazény	s.hod <sup>-1</sup>
$t_{sv}$	teplota studené vody	°C
$t_{tv}$	teplota teplé vody	°C
$w_s$	rychlost proudění studené vody	m.s <sup>-1</sup>
$w_t$	rychlost proudění teplé vody	m.s <sup>-1</sup>
$\Delta t_s$	střední logaritmický teplotní rozdíl	°C
$\alpha_s$	součinitel přestupu tepla studené vody	W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup>
$\alpha_t$	součinitel přestupu tepla proudění teplé vody	W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup>
$\varepsilon$	relativní drsnost stěn	-
$\zeta_m$	součinitel místní ztráty	-
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
$\nu$	kinematická viskozita	m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>

## 0 Úvod

Aktuálním problémem současnosti je stále rostoucí světová spotřeba energie (viz graf 0-1) a s tím také spojena spotřeba primárních energetických zdrojů jako je například uhlí, ropa, plyn. Tyto zdroje nejsou jednak nevyčerpatelné a jednak je jejich využívání vede k dosti značnému zatížení na životní prostředí. Je tedy úsilí tento trend zmírnit ba dokonce zvrátit a to využitím nových zdrojů energie či zefektivněním těch stávajících.

Využití odpadního tepla, jakožto využití druhotného zdroje energie, je právě cesta, jak zefektivnit nakládání s energií a to hned z několika důvodů:

- snížení palivoenergetické náročnosti výroby a státu  
(zvyšuje se efektivita využití energie a navíc klesá závislost na dovozu primárních zdrojů či stát šetří zdroje vlastní),
- dochází k nahrazení primárních energetických zdrojů  
(při vyšší efektivitě využití energie klesá spotřeba primárních energetických zdrojů),
- snížení zátěže na životní prostředí  
(využití primárních zdrojů je často velice škodlivé k životnímu prostředí, tedy jejich snižování spotřeby vede ke snížení emisí),
- ekonomické úspory  
(vyšší efektivita vede ke snížení spotřeby energie, následek je snížení nákladu na nich závislých).



**Graf 0-1** Předpokládaný vývoj spotřeby energie během následujících 40 let ve vyspělých (developed) a rozvojových (developing) zemích [1] (zetta joules =  $10^{21}$  joule)

Už z výše zmíněných důvodů je potřeba nakládat s energií rozumně a to zvláště u velkých spotřebitelů, kde i nepatrné změny mohou přinést viditelné výsledky. Za velkého spotřebitele lze považovat taktéž akvapark, neboť jen samotné ohřátí bazénové vody je velice nákladné. Neméně významnou položkou spotřeby energie je také vytápění tohoto objektu či dodávka elektrické energie.

Účelem této diplomové práce je tedy zmapovat možnosti úspory energií v Aquaparku Kravaře. Poté vybrat možnost snáze realizovatelnou a taktéž velice rentabilní k podrobnějšímu rozpracování, vyčíslit investiční náklady a provést ekonomické zhodnocení.

Průběh mé diplomové práce lze tedy shrnout do etap přípravy (sběr nepostradatelných podkladů a poznatků), několika „výběrových řízení“ (jimiž vzešel vždy nejvhodnější návrh), výpočtů (dle norem ČSN) a zakomponování výsledného návrhu do stávajícího systému. Toto vše nakonec vyhodnotit z ekonomického pohledu.

Jako výchozí data mi posloužila technická dokumentace k Aquaparku Kravaře, zkušenosti a znalosti jednotlivých zaměstnanců a také různá měření v provozu. Poté jednotlivé návrhy řešení byly konzultovány s vedoucím odboru relaxace a sportu v Kravařích panem Eduardem Kandráčem. Vítězný projekt, využití tepla odpadní bazénové vody, je dále podrobněji rozpracován tzn. navrhnutí vhodného druhu výměníku tepla a jeho zapojení do systému, výpočet nezbytných rozměrů, popis a technický výkres.

# 1 Současný stav

## 1.1 Úvod

Aquapark Kravaře (značení 1) se nachází, jak už název napovídá, ve městě Kravaře-Kouty. Je součástí rozlehlého sportovního komplexu Buly Aréna (viz obrázek 1-1 a 1-2), kde také mimo jiné patří budova hotelu (značení 2), tělocvičny (značení 3), ledové plochy (značení 4), různá jiná venkovní sportoviště typu tenisových kurtů, basketbalového či fotbalového hřiště a dětské hřiště.



**Obrázek 1-1** Komplex Buly Aréna Kravaře [2]

Provoz akvaparku byl zahájen v březnu roku 2008. Rozléhá se na ploše 1830 m<sup>2</sup> a velikostí se řadí mezi menší objekty tohoto typu, avšak je koncipován jako podlažní.

Přízemí, sestává se kromě samotných bazénů také z vestibulu, jehož součástí je recepce a bar. Za vestibulem jsou umístěny průchozí šatny.

Sauna, pára, solárium a masáže jsou provozovány v prvním patře. Kde se také rovněž nachází recepce a šatny.

Suterén tohoto objektu je využit pro technologické účely a lze jej rozdělit na strojovnu (která se rozléhá na většině prostoru) a kotelnu.



**Obrázek 1-2** Komplex Buly Aréna Kravaře [2]

## 1.2 Popis hlavních zařízení

Dominantou akvaparku je bazénová část (viz tabulka 1-1), jež je tvořena víceúčelovým bazénem, dětským bazénem a vířivkou.

	Víceúčelový bazén	Dětský bazén	Vířivka
Vodní obsah	505 m <sup>3</sup>	42 m <sup>3</sup>	1,6 m <sup>3</sup>
Vodní plocha	400 m <sup>2</sup>	70 m <sup>2</sup>	3,2 m <sup>2</sup>
Teplota bazénové vody	30 °C	30 °C	34 °C
Cirkulační množství	252,5 m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup>	42 m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup>	12,2 m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup>
Kapacita vodní plochy	170 osob	24 osob	6 osob

**Tabulka 1-1** Údaje k jednotlivým bazénům

**Víceúčelový bazén** má dvě plavecké dráhy 25 metrů dlouhé se startovacími bloky (viz obrázek 1-3). V bazénu je několik různých chrličů, vodních děl, masážní lavice a lehátka, jeskyně s bublery a vodopádem. Hlavní atrakcí tohoto bazénu je divoká řeka. Teplota vody v tomto bazénu je 30 °C.



**Obrázek 1-3** Pohled na plaveckou dráhu se startovacím blokem [2]

**Dětský bazén** je tvořen dvěma bazénky pro děti s vodním hříbem (viz obrázek 1-4). Hloubka vody v těchto bazénech je 40 a 60 cm. Teplota vody je rovněž 30 °C.



**Obrázek 1-4** Pohled na dětský bazén s vodním hříbem [2]

**Vířivka** (viz obrázek 1-5) je určena pro 6 osob. Teplota vody je 34 °C.



**Obrázek 1-5** Pohled na vířivku [2]

**Strojovna** (viz obrázek 1-6) zabezpečuje bezproblémový chod celého akvaparku. Čítá mnoho zařízení (od oběhových čerpadel, výměníků tepla až po zásobníky TUV), proto je podrobnější popis uveden až později a to jen k specifickým zařízením.



**Obrázek 1-6** Pohled na strojovnu

**Kotelna** zajišťuje teplo pro vytápění, vzduchotechniku, ohřev TUV a ohřev vody v jednotlivých bazénech. Dominantou jsou dva litinové teplovodní kotle (viz obrázek 1-7) osazené hořáky na spalování zemního plynu.



**Obrázek 1-7** Pohled na litinový teplovodní kotel

## 2 Využití odpadního tepla

### 2.1 Úvod

Podnikání je definováno jako „soustavná činnost, provozována za účelem dosažení zisku“.

Využitím odpadního tepla je nejen zajištěn vyšší zisk, ale taktéž ochrana životního prostředí - při námi požadovaném množství energie klesá spotřeba primárních energetických zdrojů k její výrobě. Taktéž samotné zdroje primární energie nejsou nevyčerpatelné a proto je zapotřebí s nimi šetřit.

### 2.2 Spotřeba tepla

Nejnákladnější položkou akvaparku je ve spotřebě energií teplo. Z tabulky 2-1 je možno vyčíst, že největší množství tepla je ročně spotřebováno na ohřev bazénové vody a to až 976 MWh.

Potřeba tepla	Hodinová (kW)	Roční (MWh)
Ústřední vytápění	155	370
Ohřev bazénové vody	310	976
Vzduchotechnika	340	411
Ohřev TUV	280	461
Celkem	1 085	2 218

**Tabulka 2-1** Maximální hodnoty pro jednotlivé spotřeby (skutečnost odběru tepla u všech spotřebičů je maximálně 0,8)

### 2.3 Možnosti úspory

Z tabulky 2-1 je tedy zřejmé, že největších úspor se dá dosáhnout právě u ohřevu bazénové vody nebo naopak získané odpadní teplo do bazénové vody vložit. Avšak komplex Buly Aréna skýtá i mnoho jiných zajímavých příležitostí k získání odpadního tepla jako například tyto:

- využití odpadního tepla TUV,
- návrh kogenerační jednotky namísto jednoho současného teplovodního kotle,
- využití odpadního tepla vznikajícího při chlazení kompresorů,
- využití odpadního tepla bazénové vody.

V následujících podkapitolách je proveden rozbor jednotlivých variant.



### 2.3.1 Využití odpadního tepla TUV

Využití odpadního tepla TUV je např. sprchování, kde se teplota vody pohybuje okolo 37 až 40 °C. Zde je využití tepelné energie méně než 10%, což znamená, že do odpadu se dostává voda okolo 34 až 36 °C [3].

Aby bylo možno využít zbylých 90% energie je do odpadního systému instalovaný speciální výměník. Ten podle výrobce dokáže ušetřit až 40% energie.

Princip výměníku je následující (viz schéma 2-1): výměník je zabudován pod sprchový kout kde pracovní část výměníku tvoří měděné profily. Po těch stéká teplá odpadní voda do kanalizace, zatímco studená čistá přichází z vodovodu na studenou stranu směšovací baterie. Z odpadní vody lze takto získat asi 12 až 15 °C. Nakonec se tedy ve směšovací baterii mísí voda horká (klasicky ohřátá) a voda přehřátá z výměníku tepla.

Výhody:

- výměník tepla nevyžaduje zvláštní čištění či údržbu,
- využitelná odpadní voda nevyžaduje žádné čištění, či filtraci,
- 7 sprch v pánské šatně, 7 sprch dámské šatně,
- sprchy jsou pohromadě a neděleny v každé ze šaten.

Nevýhody:

- pro instalaci je zapotřebí mít přístupný odpad a vedení studené vody,
- akvapark je relativně nový (tento systém úspory se uvažuje hlavně u rekonstrukce, nebo nové výstavbě).



**Schéma 2-1** Schéma zapojení výměníku tepla v domácnosti [3]

### 2.3.2 Návrh kogenerační jednotky namísto jednoho současného teplovodního kotle

Problémem kogeneračních jednotek (viz obrázek 2-1) je vysoká výroba tepelné energie, jež se dá jen ztěžka spotřebovat. To však zde neplatí, neboť tepelnou energii lze využít jak k ohřátí velkého množství bazénové vody, tak i účelně pro komplex Buly Aréna. Při takovéto samo-spotřebě je navíc garantována dotace ze státního fondu KVET.

V současné době jsou v kotelně dva litinové teplovodní kotle osazené tlakovými hořáky na spalování zemního plynu. Jmenovitý výkon každého je 455 kW. Dle ČSN 070703 se jedna o kotelnu II. kategorie a proto je umístěna v samostatné místnosti. Teplo vyrobené v plynových kotlích se používá celoročně pro ohřev TUV a bazénové vody a v topném období pro vzduchotechniku a vytápění.

Vedoucí odboru relaxace a sportu v Kravařích pan Eduard Kandráč, ze svých vlastních předchozích zkušeností s kogeneračními jednotkami, doporučil pouze výměnu jednoho z nynějších dvou teplovodních kotlů. Údajným důvodem je špatná regulace. Vhodným řešením se tedy jeví kogenerační jednotka o výkonu zhruba 125 kW doplněna jedním stávajícím teplovodním kotlem jako špičkovým zdrojem.

Výhody:

- úspora plynu,
- úspora za nákup elektrické energie,
- energetická soběstačnost,
- možnost použití trigenerace (výroba chladu pro klimatizaci).

Nevýhody:

- jak akvapark, tak i teplovodní kotle jsou nové (nutnost prodeje),
- vyšší investiční náklady.



**Obrázek 2-1** Kogenerační jednotka firmy Tedom [4]

### 2.3.3 Využití odpadního tepla vznikajícího při chlazení kompresorů

Přilehlá ledová plocha komplexu Buly Aréna Kravaře je udržována pomocí strojního kompresorového chlazení. Systém je tzv. nepřímý kdy chladivo (čpavek  $\text{NH}_3$ ) se využívá jen v primárním okruhu a vlastní chlazení ledové plochy je zajištěno průtokem nemrznoucí kapaliny (roztokem etylen-glykolu) v sekundárním okruhu.

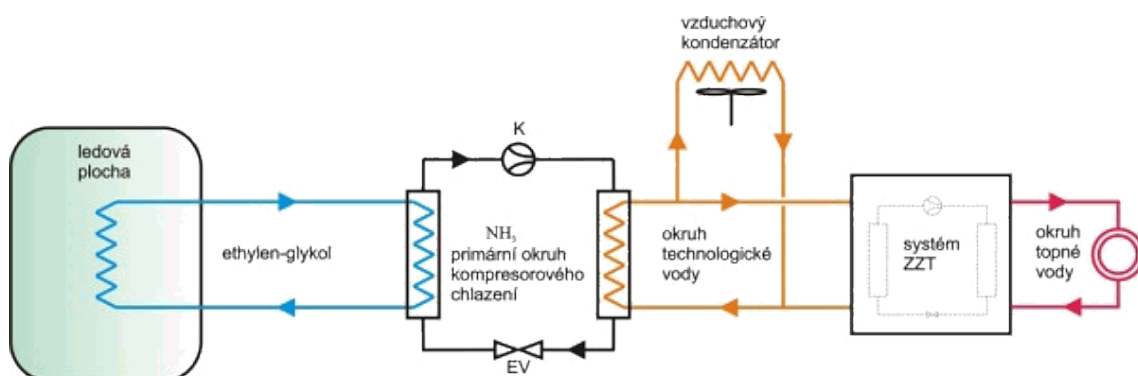
Odpadní teplo lze poté získat především z přehřátých par (chlazení hlav válců pístových kompresorů) a z kondenzačního tepla chladiva-čpavku. Takto získané teplo je možno přímo využít, nebo dále převést systémem zpětného získávání tepla (ZZT) na vyšší teplotní úroveň [6] a poté využít k ohřevu bazénové vody a TUV v přilehlém akvaparku.

Výhody:

- vysokopotenciální teplo,
- malá vzdálenost mezi jednotlivými objekty,
- k chlazení ledové plochy dochází 11 měsíců v roce.

Nevýhody:

- teplo by se muselo kupovat (jiný vlastník objektu),
- vyšší investiční náklady na rozvod tepla.



**Schéma 2-2** Schéma systému nepřímého chlazení ledové plochy [6]

### **2.3.4 Využití odpadního tepla bazénové vody**

Voda v bazénech pro zajištění čistoty a hygienické nezávadnosti cirkuluje nepřetržitě, tedy 24 hodin denně, přes úpravnu vody. Tato úpravna vody pro víceúčelový bazén a dětský bazén obsahuje mimo jiné dva pískové filtry. Avšak při filtraci narůstá na povrchu filtrační náplně vrstva koagulátu se zachycenými organickými a koloidními nečistotami. Přitom vzrůstá filtrační odpor. Tyto usazené nečistoty se musí z filtru odstranit tzv. praním filtrů.

Praní filtrů se provádí podle zátěže (návštěvnosti), ale většinou se pere každý den jeden z filtrů, zatímco druhý je pracovní vytížen. Tento děj se uskutečňuje opačným proudem vody o objemu zhruba 20 m<sup>3</sup>. Toto množství 30 °C vody je po dechloraci v dechlorační jímce vypouštěno do odpadu a to bez jakéhokoliv využití.

Při instalaci výměníku tepla do systému Aquaparku Kravaře by bylo možno využít alespoň části tepelného potenciálu této odpadní vody.

Výhody:

- velké množství vody,
- přichystané místo pro výměník tepla,
- přichystané potrubí k napojení výměníku tepla,
- malé investiční náklady.

Nevýhody:

- nízkopotenciální teplo,
- znečištění.

### **2.4 Projekt k podrobnějšímu rozpracování**

Z předložených variant v kapitole 2.3 byla pro další rozpracování vybrána varianta využívání tepla bazénové vody, a to z důvodů nejpravděpodobnější realizace projektu. To vše odsouhlasil vedoucí odboru relaxace a sportu v Kravařích pan Eduard Kandráč, jakožto osoba velice znalá této problematiky. Pro zvolenou variantu dále hovoří fakt o snadné instalaci výměníku tepla a nepozastavení chodu akvaparku.

### 3 Využití odpadního tepla bazénové vody

#### 3.1 Úvod

Využití odpadního tepla bazénové vody je tzv. druhotné využití energetického zdroje. Nositelem energie je citelné teplo odpadních kapalných látek (většího kvantitativního ukazatele nežli kvalitativního - tudíž se jedná o nízkopotenciální energii).

Využitelnost druhotných energetických zdrojů je podmíněna:

##### a) Technickými možnostmi

- v tomto případě se jedná hlavně o strojní součást výměníku tepla. Voda z bazénu je totiž znečištěná, avšak toto není v dnešní době žádný nevyřešitelný problém. Také teploty nedosahují žádných kritických hodnot, a proto nejsme limitováni technickými možnostmi.

##### b) Ekonomickými podmínkami

- jelikož se jedná o nízkopotenciální energii, tak by zde mohl nastat problém s návratností investice. Toto bude prokázáno během diplomové práce, ale už nyní ukazatelé nasvědčují, že by tento projekt měl být rentabilní.

##### c) Podmínkami životního prostředí

- zde nehrozí žádná újma na životním prostředí ba naopak, šetření primárních energetických zdrojů je environmentální politikou každé vyspělé země.

Možnosti využitelnosti jsou u nízkopotenciálního tepla z důvodu malé koncentrace energie v nositeli energie nízké. Jedná se o velké množství látky, tím vychází zařízení k využití odpadní energie velkých rozměrů, tzn. vyšší investiční náklady a často také provozní náklady. Se zvyšujícím se potenciálem energie se možnosti využitelnosti zvyšují.

Při využívání citelného tepla platí zásada: pokud je to možné, vrátit odpadní teplo zpět do technologického procesu (tzv. rekuperace tepla). Tím je možno snížit spotřebu primární energie v technologickém procesu, což je podstatné ze dvou hledisek:

##### a) Využití tohoto tepla je bezprostředně vázáno časově na technologický proces

- praní filtrů probíhá pouze za předpokladu, že jsou filtry zaneseny a akvapark je tímto v provozu. Je tedy vždy potřeba doplnit objem vody, jež byl využit k praní filtrů.

##### b) Šetří se drahá primární energie a to vede ke zvýšení ekonomické efektivity

- primární energií je zde zemní plyn, který se spaluje ve dvou litinových teplovodních kotlích.

### 3.2 Současný stav

Voda v bazénech pro zajištění čistoty a hygienické nezávadnosti, cirkuluje přes úpravnu vody. Provoz úpravy je nepřetržitý. Cirkulační okruh se skládá z přívodu a odběru cirkulované vody, akumulární jímky s přívodem doplňkové vody, z filtrace, ohřevu, hygienického zabezpečení úpravy vody chlórem a z úpravy vody pH korektorem.

### 3.3 Specifická zařízení

K lepšímu porozumění je zde potřeba uvést několik zařízení a jejich stručný popis. Tyto zařízení se nacházejí ve strojovně a úzce souvisí s tímto tématem.

#### Čerpadla

Cirkulaci zajišťuje dvojice čerpadel každé o výkonu  $197 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  pro víceúčelový bazén a dětský bazén a dvojice čerpadel každé o výkonu  $8 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  pro vířivku. Čerpadla nasávají vodu z akumulární jímky a dopravují ji přes filtraci až do bazénu.

#### Akumulační jímka

Pod bazény v suterénu objektu je vybudována železobetonová akumulární jímka (viz obrázek 3-1) vyložená folií pro bazén víceúčelový a dětský. Pro vířivku je vybudována jímka plastová. Objem pro víceúčelový a dětský bazén je  $54 \text{ m}^3$  a pro vířivku  $5 \text{ m}^3$ .

Jímky slouží k akumulaci cirkulační vody, a to jako jímky zásobní, dopouštějící a ředící, ale také k praní filtrů.

Z jímky je voda odebírána čerpadly. Aby nedošlo k chodu čerpadel nasucho při vyčerpání jímky a tím k poruše čerpadel, je na minimální hladině osazena sonda blokující chod čerpadel při poklesu vody pod minimální hladinu. Do každé akumulární jímky je z vodovodního řádu dopouštěná pitná voda. Na přívodním potrubí každé jímky je osazen vodoměr, pro měření množství dopouštěné vody a elektroventil řízený hladinovou sondou v akumulární jímce.



**Obrázek 3-1** Akumulační jímka

## **Dechlorační jímka**

Vzhledem k umístění jednotlivých bazénů je do systému likvidace odpadních vod zařazena dechlorační jímka (viz obrázek 3-2). Dechlorační jímka je umístěna v sousedství jímky akumulární a slouží jako záchytná jímka pro vodu z praní filtrů. Prací voda se v dechlorační jímce pomocí provzdušňování zbavuje chloru. Po dechloraci přečerpá kalové čerpadlo vodu do přečerpávací jímky. Vzniklý sediment se přečerpává a odváží mobilním zařízením jednou za rok. Dechlorační jímka má bezpečnostní přepad svedený do přečerpávací jímky.



**Obrázek 3-2** Dechlorační jímka

## **Přečerpávající jímka**

Vzhledem k výškovému postavení suterénu nebylo možné svést gravitačně odpadní vody vzniklé z provozu technologických zařízení do kanalizace. Proto je v prostoru technologie přečerpávací jímka, do které je zaveden bezpečnostní přepad z akumulárních nádrží, dechlorační nádrže a jejich vypouštění, dále je do jímky zaveden odvodňovací systém podlahových kanálků celého přízemí. Z přečerpávací jímky je voda přečerpána do splaškové kanalizace.

## **Ohřev vody**

Ohřev bazénové vody je napojen na otopný systém objektu. Jsou instalovány výměníky tepla každý se zrychlovacím čerpadlem. Pro každý okruh je samostatný výměník tepla. Voda se výměníkem tepla ohřívá tak, aby po smísení v cirkulačním potrubí byla v bazénu na požadované teplotě.

## **Filtrace**

Pro filtraci slouží 2 filtry o průměru 2350 mm pro víceúčelový a dětský bazén. S filtrační náplní vysokou 1,2 m. Filtr je prán vodou a vzduchem. Ovládání filtru je pomocí soustavy ventilů. Tímto způsobem je možné filtr ovládat v pracovních fázích: filtrace, praní filtrů a záběh filtrů po vyprání.



Pro vířivý bazén slouží filtr PTK o průměru 650 mm a výškou filtrační náplně 1,2 m. Ovládání filtru je pomocí šesticestného ventilu.

Stupeň zanesení filtru signalizují manometry instalované před a za filtrem - zvětšený rozdíl tlaků před a za filtrem je pokyn obsluhy k vyprání filtru. Praní se provádí zpětným proudem vody. Voda s nečistotami je odváděna do dechlorační nádrže. Po praní filtrů se provádí "zabíhací fáze", při které se odplaví do dechlorační nádrže zbylé nečistoty.

### 3.4 Schéma zapojení strojních zařízení

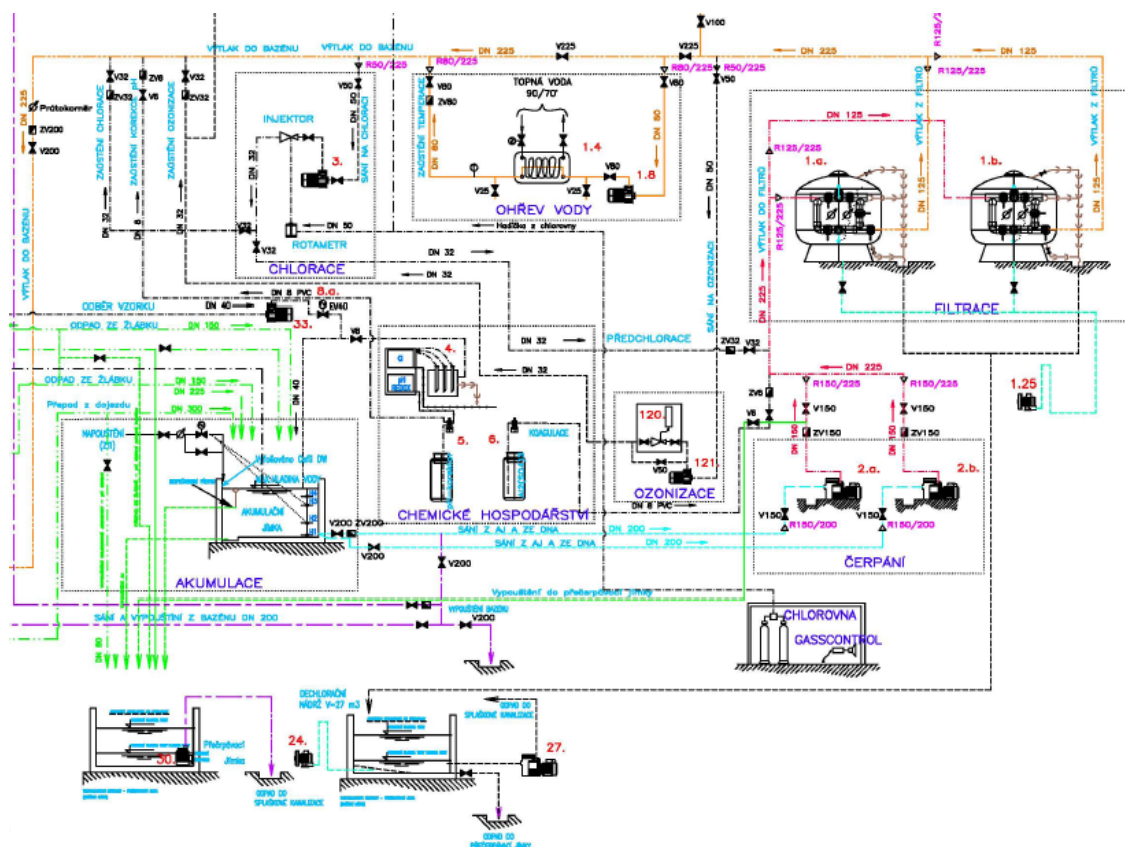


Schéma 3-1 Vzájemné zapojení jednotlivých součástí systému [7]

### 3.5 Princip úpravy vody

Princip vertikální výměny vody v bazénu je založený na systému přívodu vody do bazénu dnovými tryskami a odběru vody přelivnými žlábkami podporovaný dnovým odtahem gulemi. Voda odebíraná z hladiny přelivnými žlábkami přitéká do akumulární jímky. Z jímky je nasávána cirkulačními čerpadly spolu s vodou přísávanou ze dna bazénu a je přiváděna na pískové filtry, kde se zbaví zachytitelných nečistot. U vyčištěné vody se provádí její hygienické zabezpečení. Případně se upravují její chemické vlastnosti a je zpět přiváděna do bazénu. Pro dnovou cirkulaci, respektive výměnu vody jsou instalovány dnové výpusti s napojením na cirkulaci do sacího potrubí čerpadel i na kanalizaci pro možnost vypuštění vody z bazénu. Plnění bazénu je pitnou vodou z vodovodního řádu.



## 4 Zařazení výměníku tepla do soustavy

### 4.1 Úvod

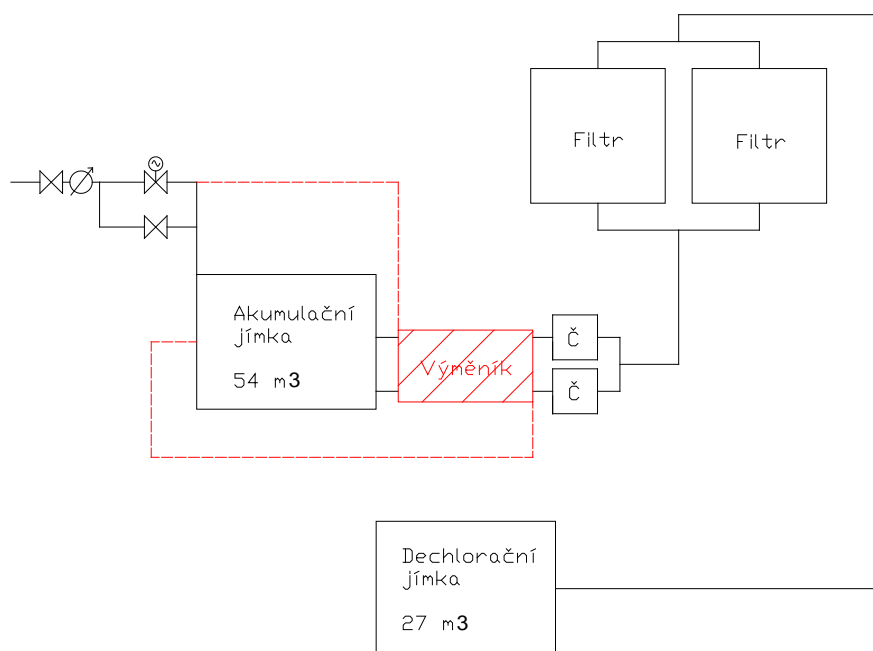
Zařazení výměníku tepla vůči ostatním strojním zařízením je velice důležité, neboť posloupnost činností v systému ovlivňuje řadu parametrů. Například je možné uvést různé množství média a jeho odlišné průtočné množství v jednotlivých částech systému, změnu charakteristiky stávajících čerpadel či potřeba čerpadla nového.

### 4.2 Jednotlivé možnosti zařazení výměníku tepla

#### a) Zařazení výměníku tepla mezi akumulací jímku a pískové filtry

Při tomto zařazení výměníku, před pískové filtry, je primární (teplé) médium stále ještě relativně čisté. Díky tomuto není zapotřebí výměníku tepla na špinavou vodu což vede k menším pořizovacím nákladům, jednoduchosti výměníku tepla a taktéž jeho údržbě.

Nevýhodou tohoto řazení výměníku tepla do systému je rozdíl v průměrech jednotlivých potrubí. Primární potrubí (z akumulací jímky k filtrům) má průměr 150 mm s průtočným množstvím  $32 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . Naproti tomu průměr sekundárního potrubí (přívod vody z vodovodního řádu do akumulací jímky) činí 40 mm a průtočné množství je zde zhruba  $15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . V přepočtu na jednotku času, dopouštění vody do akumulací jímky trvá zhruba hodinu, kdežto samotné praní filtru pouhých 6 minut. Další nevýhodou je umístění výměníku tepla před čerpadla (viz schéma 4-1), jenž nejsou na toto dimenzována, to má za následek degradaci vložené práce do soustavy. Také fakt, že bazény a vířivka mají rozdílné akumulací jímky a filtry, znemožňuje při použití tohoto řazení využívat celý potenciál teplé odpadní vody Aquaparku Kravaře.



**Schéma 4-1** Zařazení výměníku tepla mezi akumulací jímku a pískové filtry

Výhody:

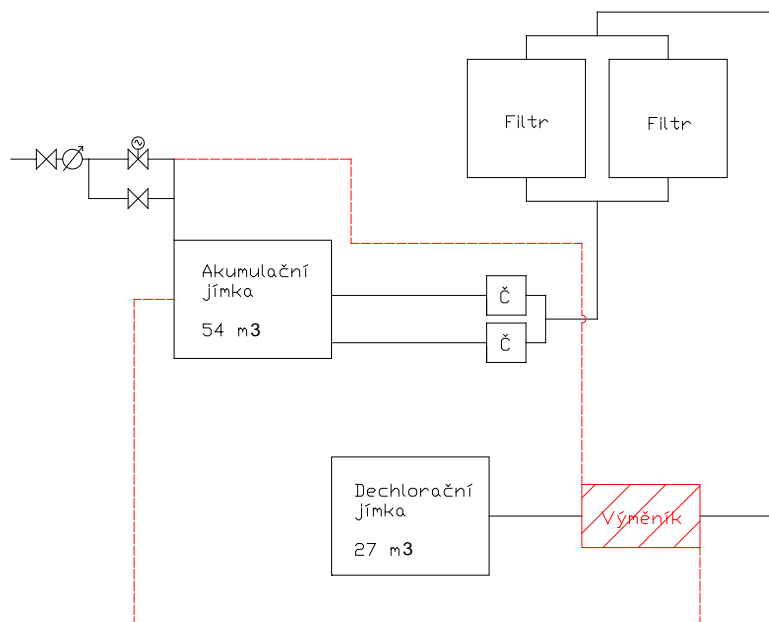
- do výměníku tepla proudí „relativně“ čistá voda.

Nevýhody:

- využití tepla pouze bazénové vody,
- změna charakteristiky čerpadel za výměníkem,
- rozdílné průtokové množství médií (primární potrubí s teplým médiem je průměru 150 mm, sekundární potrubí se studeným médiem pouze průměru 40 mm).

#### b) Zařazení výměníku tepla mezi pískové filtry a dechlorační nádrž

V tomto případě je už voda silně znečištěna, neboť vstupuje do výměníku tepla po procesu praní filtru (viz schéma 4-2). Další nevýhodou je opětovný rozdíl v průměrech primárního a sekundárního potrubí (kdy napouštění zabírá hodinu, kdežto samotné praní filtrů pouhých 6 minut) a využití tepla pouze bazénové vody.



**Schéma 4-2** Zařazení výměníku tepla mezi pískové filtry a dechlorační jímku

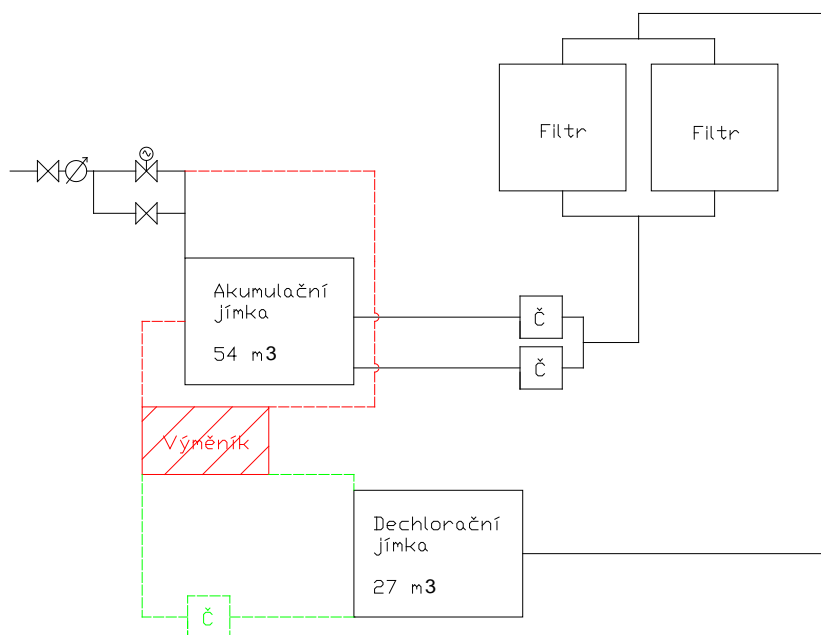
Nevýhody:

- využití tepla pouze bazénové vody,
- změna charakteristiky čerpadel před výměníkem tepla,
- primární potrubí je průměru 150 mm, sekundární potrubí je pouze průměru 40 mm,
- primární (teplé) médium je silně znečištěno,
- další tepelná ztráta.

### c) Zařazení výměníku tepla za dechlorační jímku

Voda využitá k praní filtrů má vysoký obsah chlóru a proto nemůže být vypouštěna rovnou do kanalizace. Uchovává se tedy v dechlorační jímce kde je postupně tohoto chlóru zbavena. Tady se naskytuje další příležitost k jejímu využití.

Pomocí čerpadla je možno vhánět primární médium z dechlorační jímky do výměníku tepla a takto ohřívat médium sekundární (viz schéma 4-3). K tomuto se naskytá příležitost v podobě jednoho nevyužívaného kalového čerpadla ve vlastnictví Aquaparku Kravaře. Další výhodou je časová nezávislost tohoto procesu na praní filtru a také možnost využití tepla vody z bazénů i vířivky, neboť mají společnou dechlorační jímku.



**Schéma 4-3** Zařazení výměníku tepla za dechlorační jímku

Výhody:

- využití tepla jak bazénové vody, tak i vody z vířivky,
- k dispozici je nevyužívané kalové čerpadlo,
- jediný výměník tepla v systému je dostatečný,
- dostatečný čas pro využití celého potenciálu odpadní vody.

Nevýhody:

- je zapotřebí kalového čerpadla,
- voda v dechlorační nádrži ztrácí určité teplo,
- primární médium je znečištěno (ne však silně, neboť v dechlorační jímce dochází k určité sedimentaci),
- další tepelná ztráta.

#### 4.3 Návrh k podrobnějšímu rozpracování

Už porovnáním výhod by se mohl zdát nejlepší návrh s umístěním výměníku tepla za dechlorační jímku. Avšak hlavním důvodem, proč je tento návrh vítězný, je již uvedená hladinová sonda v akumulární jímce. Díky ní jsou první dvě možnosti zapojení neaplikovatelné. Když totiž hladina vody klesne na minimální přípustnou mez, sonda dá pokyn elektroventilu k dopuštění pitné vody z vodovodního řádu. Tento proces trvá zhruba 5 minut po začátku čištění filtrů, naproti tomu samotný proces čištění filtrů trvá okolo 6 minut.

Jediné možné využití prvních dvou návrhů je kombinací jednoho z nich s návrhem „c“. Ovšem to vede k vyšším investičním nákladům, neboť je potřeba dvou výměníků tepla. Taktéž prostor pro jejich možné umístění je omezený a využití pouhé minuty je nesmyslné. Dále bude proto v diplomové práci rozveden pouze návrh ve variantě „c“ tj. výměník tepla za dechlorační jímku.

## 5 Čerpadlo k provozu výměníku tepla

### 5.1 Úvod

Jelikož voda z bazénů a vířivky je po praní filtrů znečištěná, tak je zapotřebí pro dopravu primárního média z dechlorační jímky do výměníku tepla kalové čerpadlo. Jak už bylo dříve zmíněno, v Aquaparku Kravaře se nachází jedno nevyužité kalové čerpadlo.

### 5.2 Využitelné stávající čerpadlo

Stávající kalové čerpadlo HydroAir - Argonaut AV 250 (viz obrázek 5-1) je vybaveno filtračním košem pro zachycení nečistot (viz obrázek 5-2). Díky tomuto filtračnímu koši se snižuje nárok na výměník tepla jakožto na zařízení, které musí odolat plnému znečištění v provozu akvaparku. Parametry čerpadla jsou uvedeny v tabulce 5-1.

$P_1$	1,8	kW
$P_2$	1,5	kW
$P$	3,4	A
$Q$	32	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
$H_{\text{max}}$	18	m

**Tabulka 5-1** Parametry čerpadla



**Obrázek 5-1** Čerpadlo Argonaut AV 250



**Obrázek 5-2** Filtrační koš

## **6 Výběr vhodného typu výměníku**

### **6.1 Úvod**

V této části je uvedena stručná charakteristika výměníků tepla a možné problémy v daném provozu. Dále je také uveden popis a porovnání dvou typů nepoužívanějších výměníků tepla s jedním novějším typem tzv. Twisted tube.

### **6.2 Obecná charakteristika**

Předavače tepla (neboli výměníky) umožňují přenos tepla mezi dvěma médii o nestejně teplotě. Na primární straně cirkuluje teplé médium (bazénová voda), na sekundární straně se nachází studené médium (pitná voda z vodovodního řádu). Výměník tepla by měl výkon dodaný teplým médiem odevzdat do studeného média tak, aby konečný rozdíl teplot obou médií na výstupu z výměníku byl co nejmenší.

#### **a) Rozdělení výměníků tepla dle pracovního principu:**

##### **1) Regenerační**

- ohřívané médium vtéká opakovaně s časovým zpožděním za médiem ohřívajícím do přesně vymezeného prostoru.

##### **2) Rekuperační**

- obě média jsou oddělena nepropustnou stěnou.

##### **3) Směšovací**

- obě tekutiny se v nádobě smísí.

#### **b) Rozdělení výměníků tepla dle směru a smyslu proudění:**

##### **1) Souproudé**

- směry proudů obou médií jsou rovnoběžné, vektory rychlosti mají stejný smysl.

##### **2) Protiproudé**

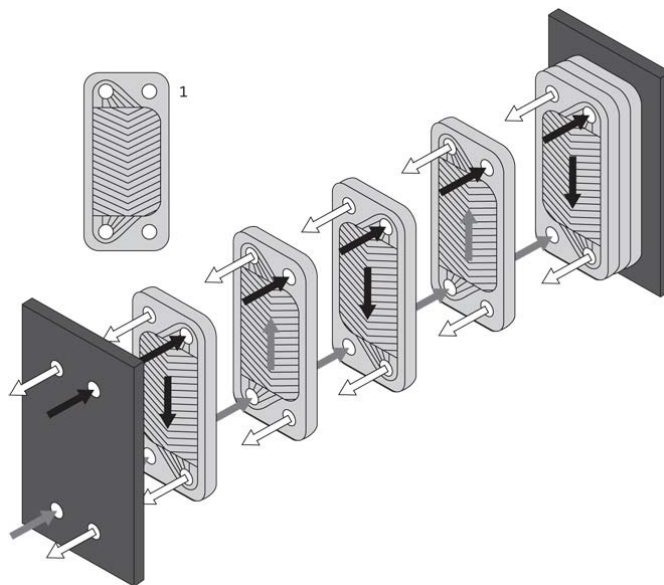
- směry proudů jsou rovnoběžné a mají opačný smysl.

##### **3) Křížové**

- osy proudů jsou mimoběžné, v kolmém průmětu svírají  $90^\circ$ .

### 6.3 Deskové výměníky tepla

Deskové výměníky tepla (viz obrázek 6-1) se skládají z desek (vylisovaných z plechu a opatřených těsněním) umístěných za sebou (seřazeny do svazku), mezi nimiž protéká teplonosná kapalina, většinou na principu protiproudu. Díky speciálně raženému povrchu desek vzniká turbulentní proudění, čímž se zvyšuje přestup tepla. Deskové výměníky mohou být pájené nebo šroubované (princip je stejný).



Obrázek 6-1 Deskový výměník tepla [8]

#### a) Pájený deskový výměník

Do výkonu přibližně 300 kW se většinou používají pájené deskové výměníky, které mají následující výhody:

- jsou extrémně kompaktní (oproti běžným trubkovým výměníkům ušetří 85 až 90% objemu a váhy),
- maximální využití materiálu (až o 25% vyšší kapacita, než u šroubovaných deskových výměníků a 10 krát vyšší, než u trubkových výměníků),
- menší spotřeba energie (protože větší součinitel přestupu tepla vede k vyšším teplotním rozdílům),
- výměna tepla i při teplotních rozdílech 1 K.

#### b) Šroubovaný deskový výměník

U šroubovaných (rozebíratelných) deskových výměníků je svazek desek stažen pomocí svorníků mezi pevnou čelní deskou a zadní deskou přítlačnou. Desky jsou z nejrůznějších materiálů pro širokou škálu použití.

Jelikož bazénová voda je znečištěna, musí být výměník tepla dobře čistitelný. Toto právě umožňují rozebíratelné šroubované deskové výměníky.

Výhody:

- rozebíratelnost,
- změna výkonu (přidáním či odebráním jednotlivých desek).

Nevýhody:

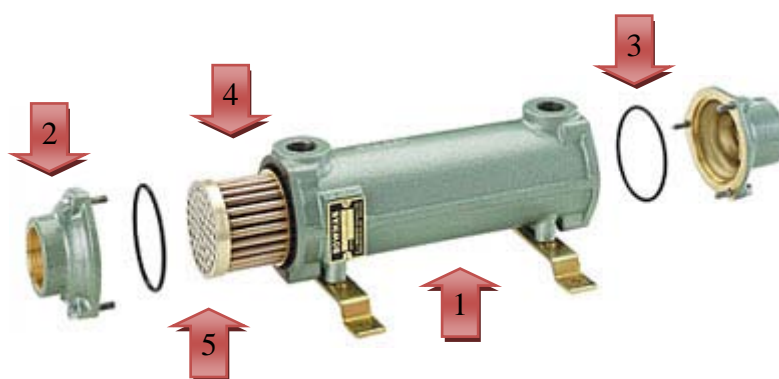
- snadná zanášenlivost výměníku.

Pomocí výpočtového programu od firmy Danfoss je navrhnut šroubovaný deskový výměník pro Aquapark Kravaře. Orientační hodnoty jsou uvedeny v příloze A.

#### 6.4 Trubkové výměníky tepla

Trubkové výměníky tepla (viz obrázek 6-2) mohou být provedeny jako žebrované nebo hladké. Jako materiál se většinou používá měď a to kvůli velmi dobré tepelné vodivosti nebo také austenitická ocel.

Plášť trubkového výměníku tepla se skládá z válcové nádoby (značení 1) a klenutých dnů (značení 2). U nerozebíratelného typu výměníku tepla jsou dna výměníku k plášti přivařena. Rozebíratelné výměníky tepla jsou opatřeny těsněním (značení 3). Uvnitř pláště protéká jeden druh média svazkem trubek (značení 4) a druhý mezitrubkovým prostorem. Trubkový svazek je tvořen vlastními trubkami, trubkovnicí (značení 5) a soustavou vestaveb, jež usměrňují tok teplotnosné látky v mezitrubkovém prostoru. Trubky jsou upevněny buď přivařováním (měď, mosaz, nerezová ocel), zaválcováním či pájením. Průměr bývá 16 až 20 mm avšak novější výměníky tepla jsou konstruovány s menšími průměry pro lepší prostup tepla.



**Obrázek 6-2** Trubkový výměník tepla [9]

Výhody:

- relativně jednoduchá konstrukce (snadná údržba),
- omezené tlakové ztráty ve srovnání s deskovými výměníky,
- nejsou náročné na instalaci.



## 6.5 Výměníky tepla Twisted tube

Technologie Twisted tube poskytuje větší součinitel prostupu tepla než-li jiné trubkové výměníky tepla. Toto je způsobeno hned několika důvody:

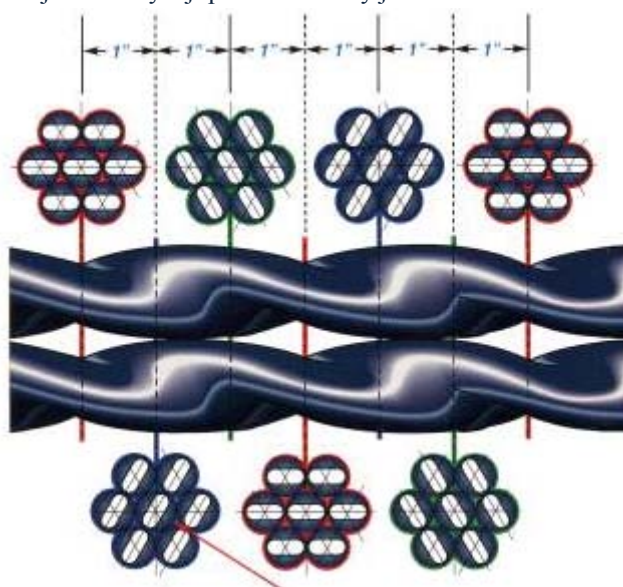
- spirálové proudění uvnitř pláště, jež zajišťuje maximální turbulence a zlepšuje přenos tepla,
- silné turbulence uvnitř trubek, jež jsou dokonce dosaženy u vysoko viskózních a pomalu proudících médií,
- rovnoměrně rozdělené proudění (účelnější délka a povrch).



**Obrázek 6-3** Spirálový tvar trubky [10]

Trubky mají speciální spirálový tvar (viz obrázek 6-3) a jsou uspořádány v trojúhelníkovém charakteru (viz obrázek 6-4). Přilehlé trubky se navzájem podepírají a tím jsou eliminovány vibrace, avšak kapalina stále víří volně podél celé délky. Díky propletenému uspořádání trubek není zapotřebí přepážek a navíc se značně ulehčuje čištění vnějšího pláště.

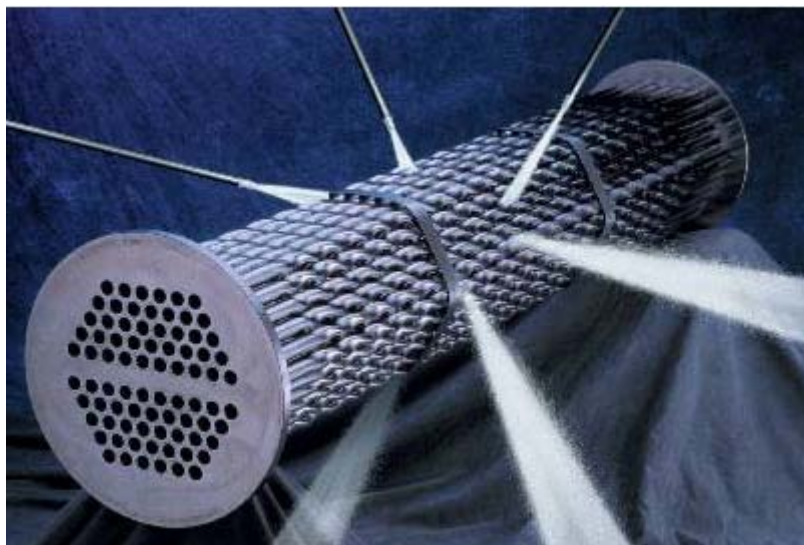
Trubky se vzájemně dotýkají přibližně každý jeden inch kvůli eliminaci vibrací.



Každá trubka je „uzamknuta“ mezi dalšími šesti.

**Obrázek 6-4** Uspořádání trubek v trojúhelníkovém charakteru [10]

Čištění vnějšího pláště a trubek je zcela umožněno mechanicky (viz obrázek 6-5), nebo chemicky a není zapotřebí žádných speciálních nástrojů.



**Obrázek 6-5** Čištění výměníku Twisted tube pomocí vodního tryskání [10]

Technologie Twiste tube tedy nabízí:

- zvýšený přenos tepla,
- menší velikosti výměníku tepla,
- eliminaci vibrací,
- snížení ztráty tlaku,
- snížené znečišťování,
- prodloužení doby mezi jednotlivými čištěními.

Výrobce výměníku tepla Twisted tube si tuto technologii velice střeží a proto nebylo možné zajistit žádné bližší informace. Alespoň tedy pro částečné srovnání s předchozími dvěma typy výměníků tepla - v prospektech výrobce je uváděno, že technologie Twisted tube je o 40% účinnější než-li jakýkoliv jiný trubkový výměník tepla.

## 6.6 Návrh k podrobnějšímu rozpracování

Na základě předložených skutečností a po diskuzi s vedoucím odboru relaxace a sportu v Kravařích panem Eduardem Kandrácem je vybrán typ výměníku trubkový. Důvodem jsou špatné reference na již použitý deskový výměník v jiném akvaparku, kde tento typ výměníku neobstál z důvodů přílišného zanášení se. Dokonce byl tento výměník v konečném důsledku vyměněn.

Pro dosažení maximální účinnosti je tento trubkový výměník konstruován jako protiproudý.

## 7 Návrh výměníku tepla

### 7.1 Úvod

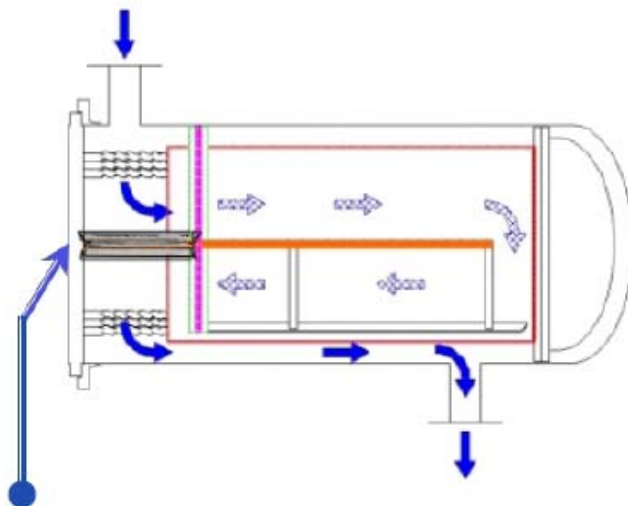
Výměník tepla je navrhnut s ohledem na omezený prostor strojovny Aquaparku Kravaře, ale i takto je jeho výkon dostatečný. Funkčnost výměníku tepla byla prodiskutována s konstruktérem doc. Ing. Ladislavem Vilimcem.

### 7.2 Popis

V plášti výměníku tepla jsou umístěny tři trubkové svazky, které sestávají z trubek přímých s pevnými trubkovnicemi a ohybu. Jelikož ve výměníku tepla nedochází jen k podélnému proudění, ale také příčnému - trubky jsou kladeny šachovnicově. Médium nedosahuje vysokých teplot, takže není zapotřebí kompenzátor. Na plášti a na komoře jsou přírubová hrdla pro vstup a výstup pracovních médií. Výměník je vertikálního provedení.

Každý svazek trubek je přepážkou rozdělen na dvě části (viz obrázek 7-1). Což má za následek:

- zvýšení rychlosti přenosu tepla,
- menší spotřebu těsnění,
- snížení středního (logaritmického) teplotního rozdílu.



**Obrázek 7-1** Svazek trubek rozdělen přepážkou [10]

Přepážky jsou také použity k rozdělení jednotlivých svazků mezi sebou. Výměník tepla tedy v konečném součtu čítá 5 přepážek.

### 7.3 Zvolený materiál

Komponent	Materiál	Tepelná vodivost [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
Trubky	měď	395
Plášť, příruby a trubkovnice	austenitická koroziuvzdorná ocel AISI 316	
Šrouby, matice, podložky	Pozink	

**Tabulka 7-1** Seznam použitých materiálu

### 7.4 Kalcinóza, vápenné usazeniny

Vápenné usazeniny mohou snížit účinnost prostupu tepla. „Vápno, které se vylučuje při teplotě vody vyšší než 60 °C, vede ke vzniku vápenných usazenin. Již vrstva o tloušťce 2 mm snižuje výkon přenosu tepla o 20%, při tloušťce 5 mm o více než 40 %. Používání žebrových trubkových výměníků je problematické, protože se vápno usazuje mezi žebry. U hladkých trubkových výměníků se vápno z velké části odlupuje díky tepelné roztažnosti trubky.“ [11]

Jelikož maximální naměřená teplota vody v dechlorační jímce dosahuje pouhých 30,7 °C, tak nehrozí tvorba vápenných usazenin. Avšak z důvodu silného znečištění bazénové vody je taktéž vyloučeno použití žebrovaných trubkových výměníků.

### 7.5 Zanášení

Usazování nečistot snižuje vodivost stěny a také hrozí ucpání celého výměníku tepla. Možnost, jak tomuto problému předejít je velká rozteč mezi jednotlivými trubkami a také rozebíratelnost výměníku tepla (možnost mechanického čištění). Navíc čerpadlo, jež bude napájet výměník tepla je opatřeno filtračním košem (viz obrázek 5-2), na němž se zachycují nečistoty z dechlorační jímky (např. vlasy).

Pro zjištění rozsahu znečištění vody byl odebrán vzorek vody (viz Příloha B).

## 8 Výpočet trubkového výměníku tepla

### 8.1 Úvod

Pro výpočet bylo použito programu Excel od firmy Microsoft, proto jsou zde uvedeny jen vstupní hodnoty a průběh výpočtu pomocí obecných vzorců. Podrobný výpočet je poté uveden v Příloze G.

### 8.2 Hodnoty potřebné k výpočtu

Voda v bazénech má teplotu 30 °C avšak z naměřených hodnot (viz Příloha C) vyplývá, že v dechlorační jímce už je jen 29,2 °C. Voda ve vířivce o teplotě 34 °C má v dechlorační jímce pouze 30,7 °C. Teplota napájecí vody ( $t_{21}$ ) z vodovodního řádu je 6,6 °C.

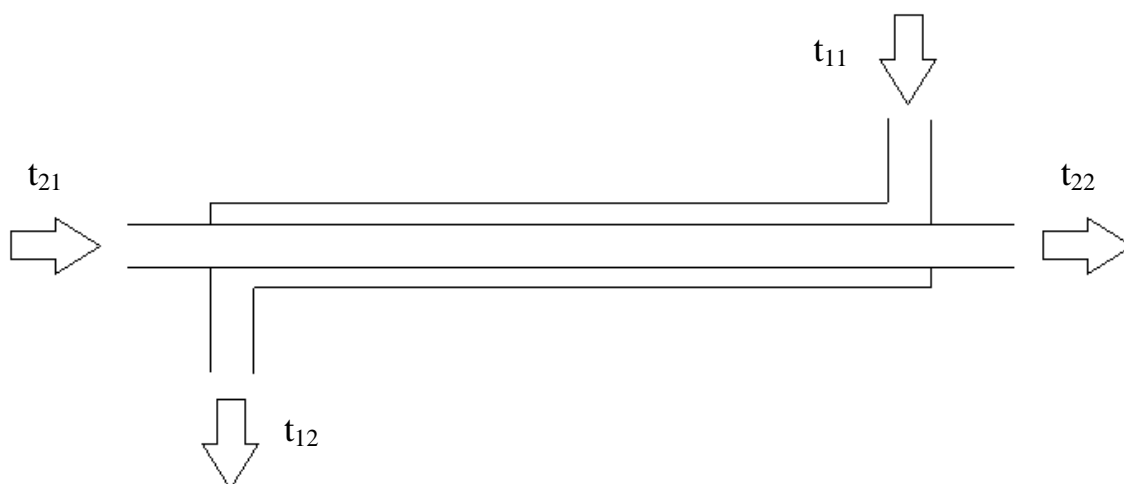
Množství denní spotřeby vody v Aquaparku Kravařích je pečlivě vedeno, proto jsou použity nejnovější možná data a to za měsíc únor 2010 (viz Příloha D). Celková průměrná denní spotřeba vody v tomto měsíci činila 28,7 m<sup>3</sup>. Z toho objem vody pro bazény 21,6 m<sup>3</sup> a pro vířivku 7,1 m<sup>3</sup>.

Na základě poměru vody bazénů a vířivky na množství 28,7 m<sup>3</sup> je určena jejich společná střední teplota vody v dechlorační jímce ( $t_{11}$ ) na 29,7 °C. Výstupní teplota ohříváné vody ( $t_{22}$ ) je zvolena 18 °C (tato teplota byla vybrána záměrně tak, aby výsledná velikost výměníku tepla odpovídala možnostem umístění ve strojovně, avšak zároveň bylo dosaženo co nejvyššího využití odpadního tepla bazénové vody).

Teplou vodu ( $t_{11}$ ) z dechlorační jímky je možno vhánět do výměníku tepla už zmíněným stávajícím čerpadlem HydroAir - Argonaut AV 250 o průtočném množství ( $\dot{V}_t$ ) 32 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>. Studená voda ( $t_{21}$ ) z vodovodního řádu má průtočné množství ( $\dot{V}_s$ ) 15 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>.

Teplá voda			Studená voda	
$t_{11} =$	29,7	°C	6,6	$= t_{21}$
$t_{12} =$	-	°C	18	$= t_{22}$
$\dot{V}_t =$	32	m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup>	15	$= \dot{V}_s$
$\dot{m}_t =$	8,86	kg.s <sup>-1</sup>	4,16	$= \dot{m}_s$
$c_p =$	4,179	kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	4,189	$= c_{p,sv}$

**Tabulka 8-1** Hodnoty potřebné k výpočtu



**Schéma 8-1** Proudění jednotlivých médií v navrhovaném výměníku tepla

### 8.3 Výpočet [12]

Výpočet výkonu výměníku tepla:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_s \times c_p \times \Delta t_s \text{ [W]} \quad (8.1)$$

$$\dot{Q}_s = 4,16 \times 4,18 \times (18 - 6,6) = 198,86 \text{ [kW]}$$

Výpočet teploty teplé vody na výstupu:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_t \quad (8.2)$$

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_t \times c_p \times \Delta t_t \rightarrow t_{12} = t_{11} - \frac{\dot{Q}_t}{\dot{m}_t \times c_p} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (8.3)$$

$$t_{12} = 29,7 - \frac{198,86}{8,86 \times 4,18} = 24,32 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Výpočet průměrné teploty teplé vody:

$$t_{tv} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (8.4)$$

$$t_{tv} = \frac{29,7 + 24,32}{2} = 27,01 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Výpočet průměrné teploty studené vody:

$$t_{sv} = \frac{t_{21} + t_{22}}{2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (8.5)$$

$$t_{sv} = \frac{6,6 + 18}{2} = 12,3 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

### Určení fyzikálních vlastností vody při konkrétní teplotě (viz Příloha E):

Teplá voda			Studená voda	
$t_{tv} =$	27,01	$^{\circ}\text{C}$	12,3	$= t_{sv}$
$\lambda_{tv} =$	0,611	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	0,580	$= \lambda_{sv}$
$\eta_{tv} =$	8,61E-04	$\text{Ns.m}^{-2}$	1,24E-03	$= \eta_{sv}$
$\nu_{tv} =$	8,66E-07	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$	1,24E-06	$= \nu_{sv}$
$\text{Pr}_{tv} =$	5,898	-	8,945	$= \text{Pr}_{sv}$

**Tabulka 8-2** Fyzikální vlastnosti vody při průměrných teplotách

### Volba počtu a průměrů trubek, rozměr vnějšího pláště

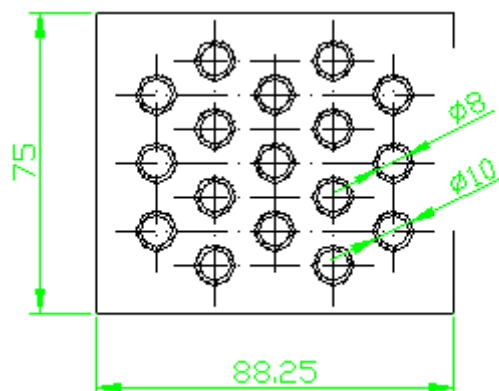
Dosazováním různých veličin např. průměrů trubek (viz Příloha F) do již hotového programu v Excelu (viz Příloha G) bylo dosaženo optimálních rozměrů. Rozhodujícími činiteli pro tento výběr byly:

- výstupní teplota ohříváného média ( $t_{22}$ ),
- konečná délka jedné trubky ( $L_n$ ),
- celková plocha výměníku tepla ( $S$ ).

Tyto činitele byly vybrány záměrně a to z důvodu, že výstupní teplota ohříváného média ( $t_{22}$ ) ovlivňuje účinnost výměníku tepla. Konečná délka jednoho potrubí ( $L_n$ ) rozhoduje o velikosti výměníku tepla a celková plocha výměníku tepla ( $S$ ) určuje velikost investice do tohoto výměníku tepla.

Vnitřní průměr trubky	$d_1 =$	0,008	m
Vnější průměr trubky	$d_2 =$	0,01	m
Počet trubek	$n =$	17	-
Rozměr vnějšího pláště	$a =$	0,075	m
	$b =$	0,08825	m

**Tabulka 8-3** Počet a průměr trubek, rozměry vnějšího pláště



## Výpočet součinitele přestupu tepla pro studenou vodu

Průřez jedné trubky:

$$S_n = \frac{\pi \times d_1^2}{4} [\text{m}^2] \quad (8.6)$$

$$S_n = \frac{\pi \times 0,008^2}{4} = 0,0000503 [\text{m}^2]$$

Průřez pro n počet trubek:

$$S_t = S_n \times n [\text{m}^2] \quad (8.7)$$

$$S_t = 0,0000503 \times 17 = 0,000855 [\text{m}^2]$$

Reálná rychlost studené vody:

$$w_s = \frac{V_s}{S} [\text{m.s}^{-1}] \quad (8.8)$$

$$w_s = \frac{15}{0,000855} = 4,88 [\text{m.s}^{-1}]$$

Určení Reynoldsova čísla:

$$Re_s = \frac{w_s \times d_1}{\nu_{sv}} \quad (8.9)$$

$$Re_s = \frac{4,88 \times 0,008}{0,00000124} = 31433,17 \rightarrow \textit{turbulentní proudění}$$

Určení Nuseltova kritéria:

$$Nu_s = 0,021 \times Re_s^{0,8} \times Pr_s^{0,43} \times \varepsilon_{t-s} \quad (8.10)$$

- Určení korekčního součinitele

$t_{s-s}$	19,66	°C
$Pr_{s-s} =$	7,11	-

**Tabulka 8-4** Teplota stěny a konkrétní Prandtlovo číslo

$$\varepsilon_{t-s} = \left( \frac{Pr_s}{Pr_{s-s}} \right)^{0,25} \quad (8.11)$$



$$\varepsilon_{t-s} = \left( \frac{8,945}{7,11} \right)^{0,25} = 1,059$$

$$Nu_s = 0,021 \times 31433,17^{0,8} \times 8,945^{0,43} \times 1,059 = 226,1$$

Určení součinitele přestupu tepla:

$$\alpha_s = \frac{Nu_s \times \lambda_{sv}}{d_1} [\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}] \quad (8.12)$$

$$\alpha_s = \frac{226,1 \times 0,58}{0,008} = 16381,22 [\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$$

### Výpočet součinitele přestupu tepla pro teplou vodu

Průřez prostoru vnějšího pláště:

$$S_p = a \times b - \frac{n \times \pi \times d_2^2}{4} [\text{m}^2] \quad (8.13)$$

$$S_p = 0,075 \times 0,08825 - \frac{17 \times \pi \times 0,01^2}{4} = 0,00528 [\text{m}^2]$$

Rychlost teplé vody:

$$w_t = \frac{V_t}{S_p} [\text{m.s}^{-1}] \quad (8.14)$$

$$w_t = \frac{32}{0,00528} = 1,68 [\text{m.s}^{-1}]$$

Určení ekvivalentního průměru pro mezitrubkový průřez:

$$d_{ekv} = \frac{4 \times S_x}{o} \rightarrow d_{ekv} = \frac{4 \times (a \times b - \frac{\pi \times d_2^2}{4})}{2 \times (a+b) + n \times \pi \times d_2} [\text{m}] \quad (8.15)$$

$$d_{ekv} = \frac{4 \times (0,075 \times 0,08825 - \frac{\pi \times 0,01^2}{4})}{2 \times (0,075 + 0,08825) + 17 \times \pi \times 0,01} = 0,0246 [\text{m}]$$

Určení Reynoldsova čísla:

$$Re_t = \frac{w_t \times d_{ekv}}{\nu_t} \quad (8.16)$$

$$Re_t = \frac{1,68 \times 0,0246}{0,000000866} = 47695,66 \rightarrow \text{turbulentní proudění}$$

Určení Nuseltova kritéria:

$$Nu_t = 0,021 \times Re_t^{0,8} \times Pr_t^{0,43} \times \varepsilon_{t-t} \quad (8.17)$$

- Určení korekčního součinitele

$t_{t-t}$	19,66	°C
$Pr_{t-t} =$	7,11	-

**Tabulka 8-5** Teplota stěny a konkrétní Prandtlovo číslo

$$\varepsilon_{t-t} = \left( \frac{Pr_t}{Pr_{t-s}} \right)^{0,25} \quad (8.18)$$

$$\varepsilon_{t-t} = \left( \frac{5,898}{7,11} \right)^{0,25} = 0,955$$

$$Nu_t = 0,021 \times 47695,66^{0,8} \times 5,898^{0,43} \times 0,955 = 237,78$$

Určení součinitele přestupu tepla:

$$\alpha_t = \frac{Nu_t \times \lambda_t}{d_{ekv}} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (8.19)$$

$$\alpha_t = \frac{237,78 \times 0,611}{0,0246} = 5920,14 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

### Výpočet součinitele prostupu tepla

Zvolený materiál trubek je měď:

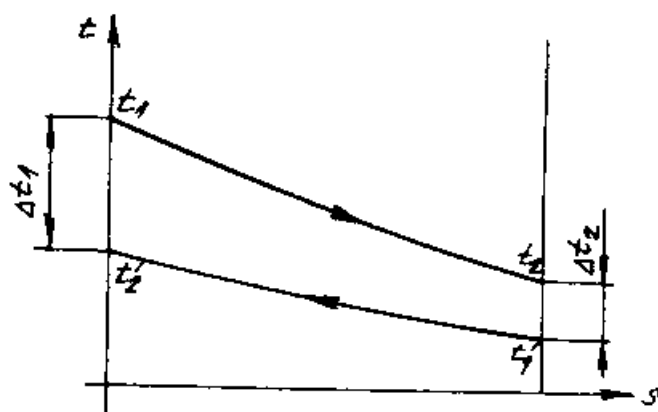
$\lambda =$	395	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
-------------	-----	--

Určení součinitele prostupu tepla:

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_s \times d_1} + \frac{1}{2 \times \lambda} \times \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_t \times d_2}} [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (8.20)$$

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{16381,22 \times 0,008} + \frac{1}{2 \times 395} \times \ln \frac{0,01}{0,008} + \frac{1}{5920,14 \times 0,01}} = 126,65 [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Určení středního logaritmického teplotního rozdílu:



**Diagram 7-1** Průběh teplot protiproudého výměníku tepla [13]

$$\Delta t_s = \frac{(t_{11}-t_{22})-(t_{12}-t_{21})}{\ln \frac{(t_{11}-t_{22})}{(t_{12}-t_{21})}} [^{\circ}\text{C}] \quad (8.21)$$

$$\Delta t_s = \frac{(29,7-18)-(24,35-6,6)}{\ln \frac{(29,7-18)}{(24,35-6,6)}} = 14,5 [^{\circ}\text{C}]$$

Určení celkové délky:

$$\dot{Q} = k_l \times \Delta t_s \times L \rightarrow L = \frac{\dot{Q}}{k_l \times \Delta t_s} [\text{m}] \quad (8.22)$$

$$L = \frac{198,86}{126,65 \times 14,5} = 108,25 [\text{m}]$$

Určení délky jedné trubky při n počtu trubek:

$$L_n = \frac{L}{n} [\text{m}] \quad (8.23)$$

$$L_n = \frac{108,25}{17} = 6,37 [\text{m}]$$

Určení plochy výměníku:

$$S = \pi \times d_2 \times L [\text{m}^2] \quad (8.24)$$

$$S = \pi \times 0,01 \times 108,25 = 3,4 [\text{m}^2]$$

## 9 Výpočet tlakových ztrát

### 9.1 Úvod

Podle charakteru vzniku rozlišujeme ztráty třením, jež provázejí proudící médium po celé délce potrubí a ztráty místní, jejichž vznik je omezen na krátký úsek potrubí, v němž dochází k narušení proudu. Při znalosti těchto ztrát je poté možné vytvořit odporovou charakteristiku daného potrubí.

### 9.2 Výpočet [15]

#### Výpočet třecí ztráty pro studené médium - proudění vody v trubce

Třecí ztráty charakterizují úbytek tlaku, který vzniká při překonání odporu potrubí. Rozhodujícími aspekty je charakter proudění a materiál.

Absolutní drsnost měděného potrubí [6]:

$k =$	0,00002	m
-------	---------	---

Relativní drsnost stěn:

$$\varepsilon = \frac{k}{d} \quad (9.1)$$

$$\varepsilon = \frac{0,00002}{0,008} = 0,0025$$

Určení hydraulicky hladkého, nebo drsného potrubí:

$$\varepsilon \begin{cases} \leq \frac{30}{Re_s^{0,875}} \rightarrow \text{hydraulicky hladké potrubí} \\ > \frac{30}{Re_s^{0,875}} \rightarrow \text{drsné potrubí} \end{cases} \quad (9.2)$$

$$\frac{30}{31433,17^{0,875}} = 0,003483 \geq \varepsilon \rightarrow \text{hydraulicky hladké potrubí}$$

Součinitel tření podle Blasiova vztahu pro hydraulicky hladká potrubí:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re_s^{0,25}} \quad (9.3)$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{31433,17^{0,25}} = 0,02376$$

Třecí ztráta:

$$p_{zT,s} = \lambda \times \frac{l_n}{d_1} \times \frac{w_s^2}{2} \times \rho_{sv} \text{ [Pa]} \quad (9.4)$$

$$p_{zT,s} = 0,02376 \times \frac{6,37}{0,008} \times \frac{4,88^2}{2} \times 999,36 = 224700,79 \text{ [Pa]}$$

### Výpočet místní ztráty pro studené médium - proudění vody v trubce

Místní tlakové ztráty vznikají v okamžiku, kde se mění velikost rychlosti, směr proudění, popřípadě velikosti i směr rychlosti a proudění (armatury) a dochází přitom k odtržení proudu a vzniku vířivé oblasti. Ztrátový součinitel místního odporu  $\zeta_m$  závisí na geometrii uvažovaného místa a na struktuře proudu před místním odporem.

Náhlým rozšířením (z přívodního potrubí o průměru 0,05 x 0,0069 do příruby DN40):

$$w = \frac{V_s}{S_1} \text{ [m.s}^{-1}\text{]} \quad (9.5)$$

$$w = \frac{4 \times 15}{3600 \times \pi \times (0,05 - 2 \times 0,0069)^2} = 4,05 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$$

$$\zeta_{m,s1} = 0,3 \text{ [6]}$$

$$p_{zM,s1} = \zeta_{m,s1} \times \frac{w^2}{2} \times \rho_{sv} \text{ [Pa]} \quad (9.6)$$

$$p_{zM,s1} = 0,3 \times \frac{4,05^2}{2} \times 999,36 = 2456,83 \text{ [Pa]}$$

Náhlým rozšířením (z přívodního nátrubku o průměru 0,395 do sběrnice 0,075 x 0,08825):

$$w = \frac{V_s}{S_1} \text{ [m.s}^{-1}\text{]} \quad (9.7)$$

$$w = \frac{4 \times 15}{3600 \times \pi \times 0,0395^2} = 3,4 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$$

$$\zeta_{m,s2} = 0,3 \text{ [6]}$$

$$p_{zM,s2} = \zeta_{m,s1} \times \frac{w^2}{2} \times \rho_{sv} \text{ [Pa]} \quad (9.8)$$

$$p_{zM,s2} = 0,3 \times \frac{3,4^2}{2} \times 999,36 = 1733,09 \text{ [Pa]}$$

Náhlým zúžením (ze sběrnice 0,075 x 0,08825 do trubky o průměru 0,01 x 0,001):

$$w = \frac{V_s}{S_1} [\text{m.s}^{-1}] \quad (9.9)$$

$$w = \frac{15}{3600 \times 0,075 \times 0,08825} = 0,63 [\text{m.s}^{-1}]$$

$$\zeta_{m,s3} = 1,5 [6]$$

$$p_{zM,s3} = \zeta_{m,s3} \times \frac{w^2}{2} \times \rho_{sv} [\text{Pa}] \quad (9.10)$$

$$p_{zM,s3} = 1,5 \times \frac{0,63^2}{2} \times 999,36 = 297,03 [\text{Pa}]$$

Náhlým zakřivením potrubí (oblouk hladký v úhlu 180°), počet 3:

$$w_s = 4,88 \text{ m.s}^{-1}$$

$$\zeta_{m,s4} = 0,2 [6]$$

$$p_{zM,s4} = \zeta_{m,s4} \times \frac{w_s^2}{2} \times \rho_{sv} [\text{Pa}] \quad (9.11)$$

$$p_{zM,s4} = 0,2 \times \frac{4,88^2}{2} \times 999,36 = 2376,073 \times 3 = 7128,22 [\text{Pa}]$$

Náhlým rozšířením (z trubky o průměru 0,01 x 0,001 do sběrnice 0,15 x 0,1765), počet 2:

$$w_s = 4,88 \text{ m.s}^{-1}$$

$$\zeta_{m,s5} = 0,3 [6]$$

$$p_{zM,s5} = \zeta_{m,s5} \times \frac{w_s^2}{2} \times \rho_{sv} [\text{Pa}] \quad (9.12)$$

$$p_{zM,s5} = 0,3 \times \frac{4,88^2}{2} \times 999,36 = 3564,11 \times 2 = 7128,22 [\text{Pa}]$$

Náhlým zúžením (ze sběrnice 0,15 x 0,1765 do trubky o průměru 0,01 x 0,001), počet 2:

$$w = \frac{V_s}{S_1} [\text{m.s}^{-1}] \quad (9.13)$$

$$w = \frac{15}{3600 \times 0,15 \times 0,1765} = 0,16 [\text{m.s}^{-1}]$$

$$\zeta_{m,s6} = 1,5 [6]$$

$$p_{zM,s6} = \zeta_{m,s6} \times \frac{w^2}{2} \times \rho_{sv} \text{ [Pa]} \quad (9.14)$$

$$p_{zM,s6} = 1,5 \times \frac{0,157^2}{2} \times 999,36 = 18,57 \times 2 = 37,13 \text{ [Pa]}$$

Náhlým rozšířením (z trubky o průměru 0,01 x 0,001 do sběrnice 0,075 x 0,08825):

$$w_s = 4,88 \text{ m.s}^{-1}$$

$$\zeta_{m,s7} = 0,3 \text{ [6]}$$

$$p_{zM,s7} = \zeta_{m,s7} \times \frac{w_s^2}{2} \times \rho_{sv} \text{ [Pa]} \quad (9.15)$$

$$p_{zM,s7} = 0,3 \times \frac{4,88^2}{2} \times 999,36 = 3564,11 \text{ [Pa]}$$

Náhlým zúžením (ze sběrnice 0,075 x 0,08825 do přívodního nátrubku o průměru 0,0395):

$$w = \frac{V_s}{S_1} \text{ [m.s}^{-1}] \quad (9.16)$$

$$w = \frac{15}{3600 \times 0,075 \times 0,08825} = 0,63 \text{ [m.s}^{-1}]$$

$$\zeta_{m,s8} = 1,5 \text{ [6]}$$

$$p_{zM,s8} = \zeta_{m,s8} \times \frac{w^2}{2} \times \rho_{sv} \text{ [Pa]} \quad (9.17)$$

$$p_{zM,s8} = 1,5 \times \frac{0,63^2}{2} \times 999,36 = 297,03 \text{ [Pa]}$$

Náhlým zúžením (z příruby DN40 do vratného potrubí o průměru 0,05 x 0,0069):

$$w = \frac{V_s}{S_1} \text{ [m.s}^{-1}] \quad (9.18)$$

$$w = \frac{4 \times 15}{3600 \times \pi \times 0,0395^2} = 3,4 \text{ [m.s}^{-1}]$$

$$\zeta_{m,s9} = 1,5 \text{ [6]}$$

$$p_{zM,s9} = \zeta_{m,s9} \times \frac{w^2}{2} \times \rho_{sv} \text{ [Pa]} \quad (9.19)$$

$$p_{zM,s9} = 1,5 \times \frac{3,4^2}{2} \times 999,36 = 8665,44 \text{ [Pa]}$$

### Celková tlaková ztráta při proudění studené vody v trubce

$$\Delta p_{z,s} = p_{zT,s} + \Sigma p_{zM,s} \text{ [Pa]} \quad (9.20)$$

$$\Delta p_{z,s} = 224700,79 + 2456,83 + 1733,09 + 2 \times 297,03 + 2 \times 7128,22 + 37,13 + 3564,11 + 8665,44 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{z,s} = 256007,89 \text{ Pa} = 256,01 \text{ kPa}$$

Celková tlaková ztráta při proudění studené vody v trubce je 256,01 kPa. Jelikož tlak ve vodovodním řádu je 600 kPa není zapotřebí žádného dodatečného čerpadla.

### Výpočet třecí ztráty pro teplé médium - proudění vody v plášti

Odhadnuta absolutní drsnost nerezové oceli AISI 316 a měděného potrubí:

k =	0,000022	m
-----	----------	---

Relativní drsnost stěn:

$$\varepsilon = \frac{k}{d_{ekv}} \quad (9.21)$$

$$\varepsilon = \frac{0,000022}{0,0246} = 0,000896$$

Určení hydraulicky hladkého, nebo drsného potrubí:

$$\varepsilon \begin{cases} \leq \frac{30}{Re_t^{0,875}} \rightarrow \text{hydraulicky hladké potrubí} \\ > \frac{30}{Re_t^{0,875}} \rightarrow \text{drsné potrubí} \end{cases} \quad (9.22)$$

$$\frac{30}{47695,66^{0,875}} = 0,002418 \geq \varepsilon \rightarrow \text{hydraulicky hladké potrubí}$$

Součinitel tření podle Blasiova vztahu pro hydraulicky hladká potrubí:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re_t^{0,25}} \quad (9.23)$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{47695,66^{0,25}} = 0,0214$$



Třecí ztráta:

$$p_{zT,t} = \lambda \times \frac{l}{d_{ekv}} \times \frac{w_t^2}{2} \times \rho_{tv} \text{ [Pa]} \quad (9.24)$$

$$p_{zT,t} = 0,0214 \times \frac{7}{0,0246} \times \frac{1,68^2}{2} \times 996,45 = 8605,53 \text{ [Pa]}$$

### Výpočet místní ztráty pro teplé médium - proudění vody v plášti

Náhlým zúžením (z přívodního potrubí o průměru 0,05 x 0,0024 do příruby DN40):

$$w = \frac{V_t}{S_1} \text{ [m.s}^{-1}\text{]} \quad (9.25)$$

$$w = \frac{4 \times 32}{3600 \times \pi \times (0,05 - 2 \times 0,0024)^2} = 5,54 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$$

$$\zeta_{m,t1} = 1,5 \text{ [6]}$$

$$p_{zM,t1} = \zeta_{m,t1} \times \frac{w^2}{2} \times \rho_{tv} \text{ [Pa]} \quad (9.26)$$

$$p_{zM,t1} = 1 \times \frac{5,54^2}{2} \times 996,45 = 22933,85 \text{ [Pa]}$$

Náhlým rozšířením (z přívodního nátrubku o průměru 0,0395 do pláště):

$$w = \frac{V_t}{S_1} \text{ [m.s}^{-1}\text{]} \quad (9.27)$$

$$w = \frac{4 \times 32}{3600 \times \pi \times 0,0395^2} = 7,25 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$$

$$\zeta_{m,t2} = 1 \text{ [6]}$$

$$p_{zM,t2} = \zeta_{m,t2} \times \frac{w^2}{2} \times \rho_{tv} \text{ [Pa]} \quad (9.28)$$

$$p_{zM,t2} = 1 \times \frac{7,25^2}{2} \times 999,45 = 26215,07 \text{ [Pa]}$$

Náhlou změnou směru, počet 10:

$$w_t = 1,68 \text{ m.s}^{-1}$$

$$\zeta_{m,t3} = 1.13 \text{ [6]}$$

$$p_{zM,t3} = \zeta_{m,t3} \times \frac{w_t^2}{2} \times \rho_{tv} \text{ [Pa]} \quad (9.29)$$

$$p_{zM,t3} = 1.13 \times \frac{1,68^2}{2} \times 996,45 = 1593,46 \times 10 = 15934,64 \text{ [Pa]}$$

Náhlým zúžením (z pláště do přívodního nátrubku o průměru 0,0395):

$$w_t = 1,68 \text{ m.s}^{-1}$$

$$\zeta_{m,t4} = 3 \text{ [6]}$$

$$p_{zM,t4} = \zeta_{m,t4} \times \frac{w^2}{2} \times \rho_{tv} \text{ [Pa]} \quad (9.30)$$

$$p_{zM,t4} = 3 \times \frac{1,68^2}{2} \times 996,45 = 4230,43 \text{ [Pa]}$$

Náhlým rozšířením (z příruby DN40 do vratného potrubí 0,05 x 0,0024):

$$w = \frac{V_t}{S_1} \text{ [m.s}^{-1}] \quad (9.31)$$

$$w = \frac{4 \times 32}{3600 \times \pi \times 0,0395^2} = 7,25 \text{ [m.s}^{-1}]$$

$$\zeta_{m,t5} = 0,3 \text{ [6]}$$

$$p_{zM,t5} = \zeta_{m,t5} \times \frac{w^2}{2} \times \rho_{tv} \text{ [Pa]} \quad (9.32)$$

$$p_{zM,t5} = 0,2 \times \frac{7,25^2}{2} \times 996,45 = 7864,52 \text{ [Pa]}$$

**Celková tlaková ztráta při proudění teplé vody v plášti**

$$\Delta p_{z,t} = p_{zT,t} + \Sigma p_{zM,t} \text{ [Pa]} \quad (9.33)$$

$$\Delta p_{z,t} = 8605,53 + 22933,85 + 26215,07 + 15934,64 + 4230,43 + 7864,52 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{z,t} = 85784,03 \text{ Pa} = 85,78 \text{ kPa}$$

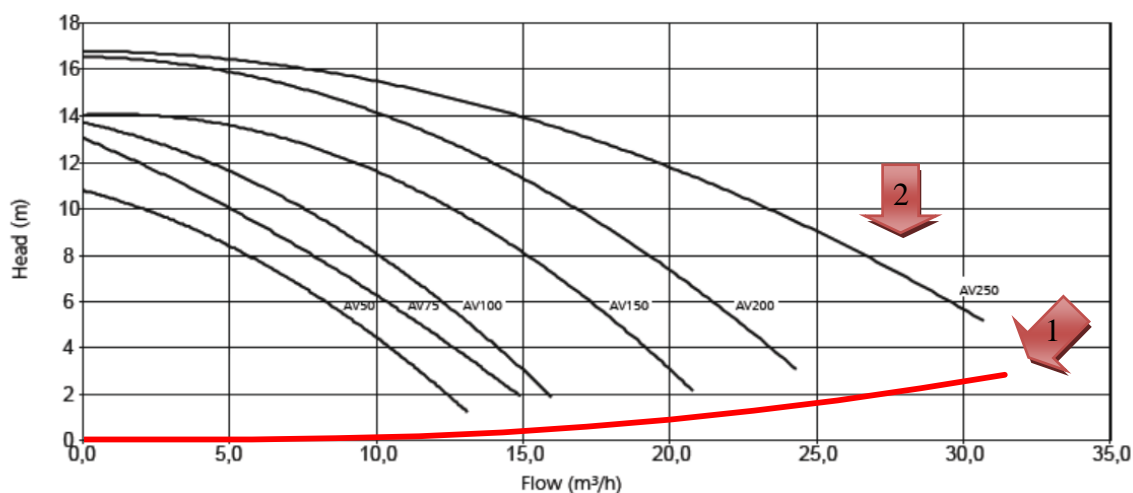
Obdobně je tlaková ztráta vypočtena pro různé rychlosti proudění (viz tabulka 9-1).

w [m.s <sup>-1</sup> ]	$\Delta p_{z,t}$ [Pa]	$\Delta p_{zM,t1}$ [Pa]	$\Delta p_{zM,t2}$ [Pa]	$\Delta p_{zM,t3}$ [Pa]	$\Delta p_{zM,t4}$ [Pa]	$\Delta p_{zM,t5}$ [Pa]	$\Delta p_{z,t}$ [Pa]	h [m]	v [m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ]
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,20	121,62	29,89	19,93	22,52	59,79	5,98	259,73	0,03	3,80
0,40	486,47	119,57	79,72	90,08	239,15	23,91	1038,90	0,11	7,61
0,60	1094,56	269,04	179,36	202,68	538,08	53,81	2337,53	0,24	11,41
0,80	1945,89	478,29	318,86	360,32	956,59	95,66	4155,61	0,43	15,22
1,00	3040,45	747,34	498,22	562,99	1494,67	149,47	6493,14	0,66	19,02
1,20	4378,25	1076,16	717,44	810,71	2152,33	215,23	9350,12	0,96	22,83
1,40	5959,28	1464,78	976,52	1103,47	2929,55	292,96	12726,55	1,30	26,63
1,60	7783,55	1913,18	1275,45	1441,26	3826,36	382,64	16622,43	1,70	30,43
1,80	9851,06	2421,37	1614,24	1824,10	4842,73	484,27	21037,77	2,15	34,24

**Tabulka 9-1** Tlakové ztráty při různých rychlostech média

Na základě tabulky 9-1 je vytvořena odporová charakteristika výměníku tepla (značení 1), která je vynesena spolu s charakteristikou čerpadla (značení 2) do grafu 9-1.

### Argonaut 3-Phase Performance Curve



**Graf 9-1** Charakteristika čerpadla HydroAir - Argonaut AV 250

Z grafu 9-1 je zřejmé, že požadovaný průtok 32 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup> bude při použití čerpadla HydroAir - Argonaut AV 250 dosažen.

## 10 Čištění výměníku tepla

### 10.1 Úvod

Výměník tepla je zařazen za dechlorační jímku, kde vtéká voda po čištění filtrů, čímž je vystaven provozu se znečištěnou vodou. Dá se tedy předpokládat, že bude zapotřebí jej průběžně čistit a to vždy při poklesu výkonu či zvýšení tlakových ztrát.

### 10.2 Čištění

Před výměníkem tepla je zařazeno kalové čerpadlo, jež je opatřeno sítím (viz obrázek 5-2) k zachycení hrubých nečistot. Síto, dle zkušeností obsluhy bude zapotřebí čistit po každém použití výměníku tepla.

Čištění samotného výměníku tepla je možno dvěma způsoby. Buďto chemicky nebo mechanicky. K chemickému čištění je potřeba speciálního roztoku, který je v tekutém nebo práškovém provedení. Trubky ve výměníku tepla jsou měděné, a proto nelze použít činidlo napadající měď, zejména kyselinu sírovou.

Výměník tepla je konstruován jako rozebíratelný a znečištěná voda protéká v mezitrubkovém prostoru. Díky tomuto není zapotřebí nákladnějšího a složitějšího chemického čištění, ale postačí jen údržba mechanickým čištěním. Způsoby:

- demontáž přívodního potrubí a následné tlakové propláchnutím (je zapotřebí odšroubovat zátky ve dně výměníku tepla),
- vyjmutí trubkových svazků vně plášť a následné očištění, např. vysokotlakou mycí pistolí (viz obrázek 6-5),
- metodou CQM (obrázek 10-1), kdy je použito plastových kuliček s povrchovými hroty.

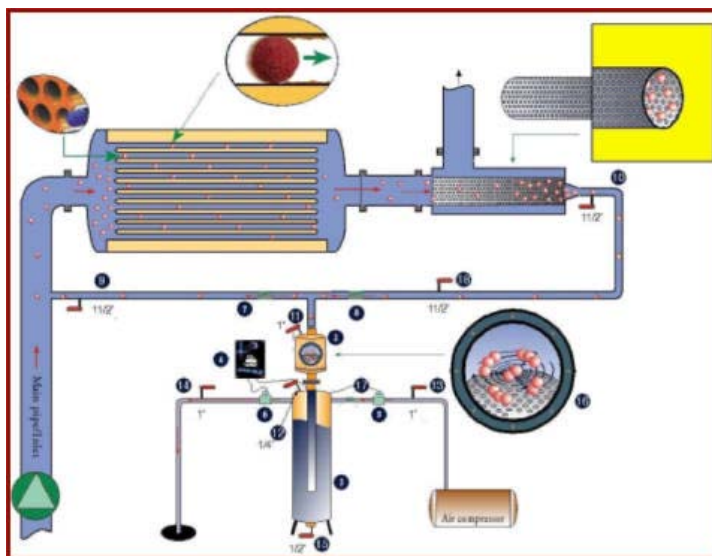


Schéma 10-1 Metoda CQM [14]

## 11 Popis zapojení trubkového výměníku tepla

### 11.1 Úvod

Napojení trubkového výměníku tepla do systému značně ulehčuje jednak přítomnost sekundárního potrubí, ale i přítomnost kalového čerpadla, jehož je možné využít.

### 11.2 Potrubí k napojení výměníku

Jak lze vidět na obrázku 11-1 přívodní potrubí studené vody ( $t_{21}$ ) je osazeno vodoměrem a také soustavou pákových uzávěrů (což maximálně zjednodušuje instalaci výměníku tepla při plném provozu Aquaparku Kravaře. Přívodní i zpětné potrubí studené vody ( $t_2$ ) je průměru 50 mm a tloušťkou stěny 6,9 mm.

Čerpadlo se základnou zhruba 2 m od stanoviště výměníku tepla bude spojeno s výměníkem tepla plastovým potrubím o vnějším průměru 50 mm a tloušťkou stěny 2,4 mm. Toto stejné potrubí bude také odvádět z výměníku tepla již využitou teplou vodu ( $t_{12}$ ) zpět do dechlorační jímky.



**Obrázek 11-1** Pohled na přívodní potrubí vody z vodovodního řádu

## 12 Investiční náklady

### 12.1 Úvod

Ocenění materiálu výměníku tepla provedl pán Petr Baranek z firmy PH pipes s.r.o. Mimo jiné také zajistil informace o předpokládané ceně výroby tohoto výměníku tepla.

### 12.2 Jednotlivé části výměníku tepla

Výměník se skládá z různých komponentů a druhů materiálu (viz tabulka 12-1).

Název	Rozměr [mm]			Mat.	Mn. [ks]	Hmot. [kg]	Cena bez DPH [Kč]
	délka	šířka	tloušťka				
Plech	548	100	7	AISI 316	2	6	185
Plech	1105	548	7	AISI 316	2	68	2035
Výztuha	50	548	7	AISI 316	6	12	274
Podstavec	500	647	20 x 20	S 235	1	8,4	706
Zátka DN 32				AISI 316	3	0,6	2736
Příruba DN 40 PN6				AISI 316	4	5,2	4128
Plech	100	89	7	AISI 316	2	1	29
Plech	647	189	7	AISI 316	4	27,4	821
Plech	1105	89	7	AISI 316	2	11,2	332
Výztuhy	50	89	7	AISI 316	6	1,5	43
Plech	400	548	7	AISI 316	1	12,3	368
Šroub - M20	70			8G Pozink	20		480
Podložka - 20				CS Pozink	40		144
Matice - M20				8G Pozink	40		288
Nátrubek DN44,5	50		2,5	AISI 316	4	12	3072
Trubka 10 x 1 mm	112000			Měď	1	24,7	9968
Vodící lišta	75	21	14	AISI 316	3	0,5	14
Plech	93	89	7	AISI 316	3	1,4	43
Šroub - M20	50			8G Pozink	20		408
Trubkovnice	647	189	20	AISI 316	1	19,6	587
Plech	75	1028	7	AISI 316	2	8,6	259
Plech	992	61	7	AISI 316	3	10,2	306
Vodící lišta	992	21	14	AISI 316	6	14	418

**Tabulka 12-1** Jednotlivé komponenty výměníku tepla

### 12.3 Hmotnost rozebíratelných částí

Výměník tepla je koncipován jako rozebíratelný což vede nejen ke komplexnějšímu čištění či případným opravám, ale také k jednodušší manipulaci při instalaci výměníku tepla. V tabulce 12-2 je možno zhlédnout váhu jednotlivých dílů.

	Víko	Vnitřní část	Plášť	Celkem
Hrubá hmotnost [kg]	16	76,6	152,1	244,6
Cena bez DPH [Kč]	3819	11529	12296	27644

**Tabulka 12-2** Hmotnost a cena jednotlivých rozebíratelných částí

### 12.4 Celkové investiční náklady

Cena materiálu výměníku tepla je 27644 Kč bez DPH (viz tabulka 12-2). Celková předpokládaná cena výroby včetně přípravků je 58000 Kč bez DPH. Nutno je také připočítat cenu plastového potrubí (rozvodů) mezi výměníkem tepla a dechlorační jímkou. Tato cena je odhadnuta na 700 Kč bez DPH.

Celkové investiční náklady tedy činní 86344 Kč bez DPH.

## 13 Ekonomické zhodnocení

### 13.1 Úvod

Požadavkem na každé zařízení využívající druhotné energie je rentabilita. Poté co byla cena výměníku tepla určena na 86344 Kč bez DPH je nutno vypočítat návratnost této investice (viz Příloha I).

### 13.2 Podklady pro výpočet

Při výpočtu návratnosti investice je zapotřebí mít k dispozici tyto hodnoty:

- počet provozních dnů Aquaparku Kravaře (pro výpočet je použito 365 dnů, avšak přes Vánoční svátky je provoz akvaparku omezený),
- cena plynu (v únoru 2010 Aquapark Kravaře odebíral m<sup>3</sup> plynu za 8,2675 Kč bez DPH),
- příkon kalového čerpadla,
- investiční náklady do zařízení.

### 13.3 Výpočet ceny ohřevu napájecí vody (t<sub>11</sub>) na teplotu vody v bazénech (t<sub>12</sub>)

Nynější stav			Možný stav	
t <sub>11</sub> =	6,6	°C	18	= t <sub>11</sub>
t <sub>12</sub> =	30	°C	30	= t <sub>12</sub>
Δt <sub>N</sub> =	18,3	°C	24	= Δt <sub>M</sub>
c <sub>p-N</sub> =	4,184	kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	4,179	= c <sub>p-M</sub>
V <sub>průtok</sub> =	15	m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup>		
m <sub>průtok</sub> =	4,17	kg <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup>		
V =	21,6	m <sup>3</sup>		
n =	365	den		
Cena =	8,2675	Kč.kWh <sup>-1</sup>		

**Tabulka 13-1** Hodnoty potřebné pro výpočet ohřevu napájecí vody pro bazény

Výpočet energie k ohřátí vody na 30 °C:

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_{průtok} \times c_{p-N} \times (t_{12} - t_{11}) \text{ [W]} \quad (13.1)$$

$$\dot{Q}_N = 4,17 \times 4,184 \times (30 - 6,6) = 407,98 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_M = \dot{m}_{průtok} \times c_{p-M} \times (t_{12} - t_{11}) \text{ [W]} \quad (13.2)$$

$$\dot{Q}_M = 4,17 \times 4,179 \times (30 - 18) = 208,97 \text{ [kW]}$$



Čas potřebný k doplnění vody:

$$t_{baz} = \frac{V}{V_{pr\ \dot{u}tok}} [\text{s.den}^{-1}] \quad (13.3)$$

$$t_{baz} = \frac{21,6}{15} = 1,44 [\text{h.den}^{-1}] = 5184 [\text{s.den}^{-1}]$$

Roční množství tepla potřebného k ohřátí vody na 30 °C:

$$\dot{Q}_{N,spot\ \ddot{r}} = \frac{\dot{Q}_N \times t_{baz} \times n}{1000} [\text{MJ}] \quad (13.4)$$

$$\dot{Q}_{N,spot\ \ddot{r}} = \frac{407,98 \times 5184 \times 365}{1000} = 771954,17 [\text{MJ}]$$

$$\dot{Q}_{M,spot\ \ddot{r}} = \frac{\dot{Q}_M \times t_{baz} \times n}{1000} [\text{MJ}] \quad (13.5)$$

$$\dot{Q}_{M,spot\ \ddot{r}} = \frac{208,97 \times 5184 \times 365}{1000} = 395404,68 [\text{MJ}]$$

Roční tepelný příkon (při účinnosti kotle 0,9):

$$\dot{Q}_{N,přik} = \frac{\dot{Q}_{N,spot\ \ddot{r}}}{0,9} [\text{MJ}] \quad (13.6)$$

$$\dot{Q}_{N,přik} = \frac{771954,17}{0,9} = 857726,85 [\text{MJ}]$$

$$\dot{Q}_{M,přik} = \frac{\dot{Q}_{M,spot\ \ddot{r}}}{0,9} [\text{MJ}] \quad (13.7)$$

$$\dot{Q}_{M,přik} = \frac{395404,68}{0,9} = 4393338,53 [\text{MJ}]$$

Roční množství spotřebovaného plynu (při výhřevnosti plynu 37,8 MJ.m<sup>-3</sup>):

$$V_{N,plynu} = \frac{\dot{Q}_{N,přik}}{37,8} [\text{m}^3] \quad (13.8)$$

$$V_{N,plynu} = \frac{857726,85}{37,8} = 22691,19 [\text{m}^3]$$

$$V_{M,plynu} = \frac{\dot{Q}_{M,přik}}{37,8} [\text{m}^3] \quad (13.9)$$

$$V_{M,plynu} = \frac{4393338,53}{37,8} = 11622,71 [\text{m}^3]$$

Cena odebraného zemního plynu:

$$Cena_N = \frac{V_{N,plynu}}{Cena} [\text{Kč}] \quad (13.10)$$

$$Cena_N = \frac{22691,19}{8,2675} = 187599,38 [\text{Kč}]$$

$$Cena_M = \frac{V_{M,plynu}}{Cena} [\text{Kč}] \quad (13.11)$$

$$Cena_M = \frac{11622,71}{8,2675} = 96090,77 [\text{Kč}]$$

Roční úspora při instalaci výměníku tepla pro vodu z bazénů:

$$Úspora_{baz} = Cena_N - Cena_M [\text{Kč.rok}^{-1}] \quad (13.12)$$

$$Úspora_{baz} = 187599,38 - 96090,77 = 91508,61 [\text{Kč.rok}^{-1}]$$

### 13.4 Výpočet ceny ohřevu napájecí vody ( $t_{11}$ ) na teplotu vody ve vířivce ( $t_{12}$ )

Postup výpočtu je stejný jako pro ohřev vody v bazénech, proto je zde uveden pouze čas potřebný k doplnění vody a úspora. Podrobný výpočet je součástí Přílohy I.

Nynější stav			Možný stav	
$t_{11} =$	6,6	°C	18	$= t_{11}$
$t_{12} =$	34	°C	34	$= t_{12}$
$\Delta t_N =$	20,3	°C	26	$= \Delta t_M$
$c_{p-N} =$	4,183	$\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	4,178	$= c_{p-M}$
$V_{\text{průtok}} =$	15	$\text{m}^3.\text{h}^{-1}$		
$m_{\text{průtok}} =$	4,17	$\text{kg}^3.\text{s}^{-1}$		
$V =$	7,1	$\text{m}^3$		
$n =$	365	den		
$Cena =$	8,2675	$\text{Kč.kWh}^{-1}$		

**Tabulka 13-2** Hodnoty potřebné pro výpočet ohřevu napájecí vody pro vířivku

$$t_{\text{víř}} = 0.47 \text{ h.den}^{-1}$$

$$Úspora_{\text{víř}} = 30081,72 \text{ Kč.rok}^{-1}$$

### 13.5 Náklady na provoz kalového čerpadla

Příkon kalového čerpadla je 1,8 kW. Aquapark Kravaře odebíral v únoru 2010 jednu kWh za cenu 2,81 Kč bez DPH.

$P_{\text{přík}} =$	1,8	kW
$Cena =$	2,81	Kč.kW <sup>-1</sup> .h <sup>-1</sup>

Celkový čas potřebný k doplnění vody:

$$t_{\text{čer}} = t_{\text{baz}} + t_{\text{vř}} [\text{h.den}^{-1}] \quad (13.13)$$

$$t_{\text{čer}} = 1,44 + 0,47 = 1,91 [\text{h.den}^{-1}] = 698,37 [\text{h.rok}^{-1}]$$

Roční spotřeba elektrické energie kalovým čerpadlem:

$$P_{\text{přík,rok}} = P_{\text{přík}} \times t [\text{W.h.rok}^{-1}] \quad (13.14)$$

$$P_{\text{přík,rok}} = 1,8 \times 698,37 = 1257,06 [\text{kW.h.rok}^{-1}]$$

Roční náklady na spotřebu elektrické energie kalovým čerpadlem:

$$Náklady_{\text{čer}} = P_{\text{přík,rok}} \times Cena [\text{Kč.rok}^{-1}] \quad (13.15)$$

$$Náklady_{\text{čer}} = 1257,06 \times 2,81 = 3532,34 [\text{Kč.rok}^{-1}]$$

### 13.6 Celková úspora při instalaci výměníku tepla

$$Úspora_{\text{celková}} = Úspora_{\text{baz}} + Úspora_{\text{vř}} - Náklady_{\text{čer}} [\text{Kč.rok}^{-1}] \quad (13.16)$$

$$Úspora_{\text{celková}} = 91508,61 + 30081,72 - 3532,34 = 118058 [\text{Kč.rok}^{-1}]$$

### 13.7 Doba návratnosti investice

Investice do výměníku tepla je 86344 Kč bez DPH. Každý rok pak výměník tepla uspoří sumu 118058 Kč bez DPH (zhruba 46% vynaložené energie).

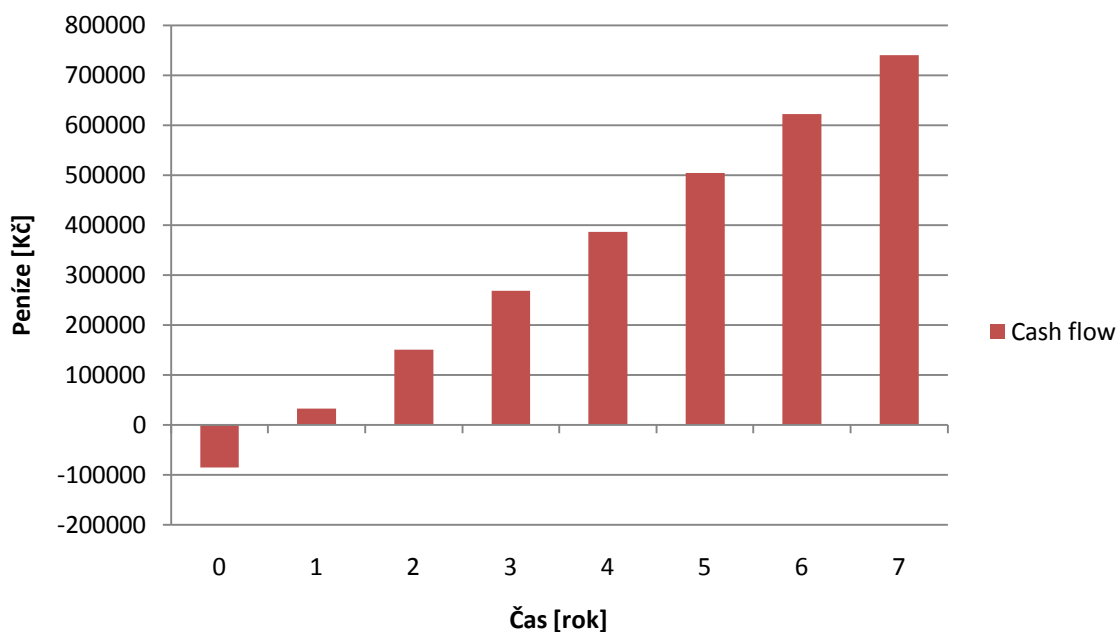
$$Doba \text{ návratnosti} = \frac{\text{investice}}{Úspora_{\text{celková}}} [\text{rok}] \quad (13.17)$$

$$Doba \text{ návratnosti} = \frac{86344}{118058} = 0,73 [\text{rok}]$$

### 13.8 Cash flow

Na počátku je výdaj v podobě investice do výměníku tepla, na straně příjmů jsou roční úspory za ohřev vody pro bazény a vířivku.

Počet let	0	1	2	3	4	5	6	7
Cash flow	-86344	31714	149772	267830	385888	503946	622004	740062



### 13.9 Závěr

Jak lze vidět z předchozích výpočtů, výměník tepla je velice rentabilní a návratnost investice je do výše tří čtvrtě roku. Toto ovšem není reálné číslo, neboť výpočet byl proveden dle podmínek vztahujících se k únoru roku 2010. V tomto zimním období je napájecí voda až o 5 °C studenější než-li v měsících letních (je tedy větší teplotní rozdíl mezi teplotou napájecí vody a teplotou požadovanou).

Dále důležitými činiteli ovlivňující velikost úspory energie je návštěvnost akvaparku (při nižší návštěvnosti klesá četnost praní filtrů a tím využití výměníku tepla), synchronizace praní filtrů s dopouštěním napájecí vody (využití celého potenciálu odpadní vody) nebo také např. kombinace využití odpadního tepla bazénové vody s jinou zde jmenovanou možností úspory.

## 14 Závěr

Tato diplomová práce se zabývá možnostmi úspory energií v komplexu Buly Aréna v Kravařích, zvláště budovou akvaparku. V tomto objektu, i když je relativně nový (v provozu 2 roky), je mnoho příležitostí k těmto úsporám. Mezi ty nejvýznamnější lze jmenovat například využití odpadního tepla TUV, návrh kogenerační jednotky namísto jednoho současného teplovodního kotle, využití odpadního tepla při kompresorovém chlazení nebo v diplomové práci řešené téma, využití odpadního tepla bazénové vody.

Denně je z akvaparku vypouštěno zhruba 28 m<sup>3</sup> vody o teplotě 30 °C do kanalizace, jež je nahrazena napájecí vodou z vodovodního řádu o teplotě 7 °C. Tuto vodu je však nutno ohřát na již zmiňovaných 30 °C. Instalací výměníku tepla je možno napájecí vodu předehtřít a tímto ušetřit náklady spojené s každodenním ohřevem vody.

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout výměník tepla, který by obstál ve složitých podmínkách prostředí akvaparku, tzn. který by zpracoval velké množství nízkopotenciální energie obsažené ve znečištěném nositeli a jen v určitých intervalech, vypočítat potřebné investiční náklady pro navržený typ výměníku tepla a stanovit dobu návratnosti.

Z výše uvedených důvodů je v této diplomové práci řešen návrh trubkového výměníku tepla, jež je lépe udržovatelný v podmínkách akvaparku, jeho rozměry jsou přizpůsobeny možnostem strojovny a je vyřešen i způsob jeho pravidelného čištění. V další části práce, která je věnována hydraulickému výpočtu výměníku tepla, byla potvrzena možnost využití stávajícího kalového čerpadla instalovaného ve strojovně Aquaparku Kravaře. V závěru diplomové práce je, na základě zjištěných cen a vyčíslených nákladů na výrobu a realizaci, stanovena návratnost investice do navrženého výměníku tepla na tři čtvrtě roku.

## 15 Seznam použité literatury

- [1] [www.global-energy-crisis.com](http://www.global-energy-crisis.com)
- [2] [www.aquapark-kravare.cz](http://www.aquapark-kravare.cz)
- [3] [www.sakal-ovt.cz](http://www.sakal-ovt.cz)
- [4] [www.tedom.cz](http://www.tedom.cz)
- [5] Kysela L.: Využití druhotných zdrojů energie. Skripta VŠB 2001
- [6] [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz)
- [7] Technická dokumentace Aquaparku Kravaře
- [8] [www.cbs.grundfos.com](http://www.cbs.grundfos.com)
- [9] [www.ejbowman.co.uk](http://www.ejbowman.co.uk)
- [10] [www.kochheattransfer.com](http://www.kochheattransfer.com)
- [11] CER<sup>2</sup>: Skriptum o solárním ohřevu. Arsenal research 2005.
- [12] Kadlec Z.: Sdílení tepla. Sylabus VŠB 2005.
- [13] [www.ottp.fme.vutbr.cz](http://www.ottp.fme.vutbr.cz)
- [14] [www.dostrading.eu](http://www.dostrading.eu)
- [15] Drábková S., Kozubková M.: Cvičení z mechaniky tekutin. Skripta VŠB 2001.

## **16 Seznam příloh**

Příloha A	Deskový výměník tepla od firmy Danfoss
Příloha B	Vzorky vody z dechlorační jímky
Příloha C	Měření teploty vody v dechlorační jímce
Příloha D	Spotřeba vody a návštěvnost v Aquaparku Kravaře
Příloha E	Fyzikální vlastnosti vody
Příloha F	Rozměry měděných trubek
Příloha G	Výpočet trubkového výměníku tepla
Příloha H	Výpočet tlakových ztrát
Příloha I	Ekonomické zhodnocení

### **Výkresová dokumentace**

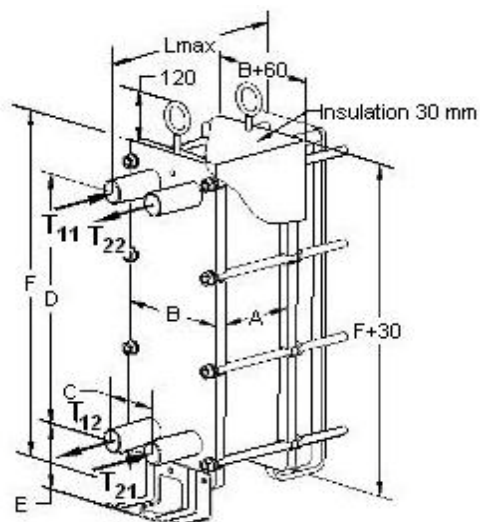
SN2ESZ01 – 01	Výkres výměníku tepla
SN2ESZ01 – 02	Detail výměníku tepla

**Příloha A** Deskový výměník tepla od firmy Danfoss

Typ výměníku tepla		XG 20H-1 40	
Danfoss Code		004B5220	
PED-kategorie	:	I	
Výkon	[kW]	198,8	
		Primární strana	Sekundární strana
Průtok	[m3/h]	12,993	15,000
Teplota na vstupu	[°C]	29,7	6,6
Teplota na výstupu	[°C]	24,4	18,0
Skutečná vratu	[°C]	16,5	
LMTD	[°C]	10,8	
Tlaková ztráta	[kPa]	14,4	18,5
Proudění	[m/s]	1,6	1,9
Proudění - kanál	[m/s]	0,302	0,331
FYZIKÁLNÍ ROZMERY			
Počet / elem.	:	19	20
Objem vody	[l]	9,12	9,60
	[bar]	16	16
	[°C]	150	150
Rezerva	[%]	100,00	
Celková teplosměnná plocha	[m2]	4,65	
Celková hmotnost	[kg]	157,0	
FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI			
Primární strana		Voda	
Sekundární strana		Voda	
Tepelná kapacita	[kJ/kgK]	4,180	4,189
Hustota	[kg/m3]	997,4	999,3
Viskozita	[mNs/m2]	0,928	1,241
Tepelná vodivost	[W/mK]	0,604	0,584
Re		1668	1371

Rozměry šroubovaného deskového výměníku [mm]:

A - 140  
 B - 300  
 C - 140  
 D - 640  
 E - 180  
 F - 910  
 Lmax - 1300





## Příloha B Vzorky vody z dechlorační jímky

Na obrázku B-1 lze vidět vzorek odpadní vody z vířivky (před vstupem do dechlorační jímky). Tato voda je průzračná, neboť vířivka se denně zcela vypouští a nahrazuje vodou novou.

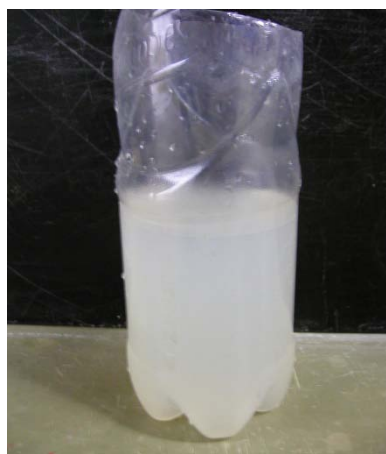
Na obrázku B-2 je zaznamenán vzorek odpadní vody z bazénů (před vstupem do dechlorační jímky). Voda je mléčně zabarvená.

Na obrázku B-3 je vyobrazen vzorek odpadní vody z bazénů (respektive z vířivky) po vstupu do dechlorační jímky. Voda je znečištěna, neboť dochází k promíchání s usazeným kalem na dně jímky (viz obrázek 3-2).

Na obrázku B-4 je zachycen tento vzorek odpadní vody po sedimentaci. Doba potřebná k této volné sedimentaci byla stanovena měřením na 3,8 hodiny. Po této době zůstává u dna sedimentační kal a v ostatních vrstvách je voda čirá, bez zjevných NL (nerozpustných látek). Pokud by se výměník tepla často zanášel, je potřeba využívat primární médium (odpadní vodu) až po této naměřené době, ve které dochází pouze k nepatrnému poklesu teploty, cca 28,2 °C (viz příloha C).



Obrázek B-1



Obrázek B-2



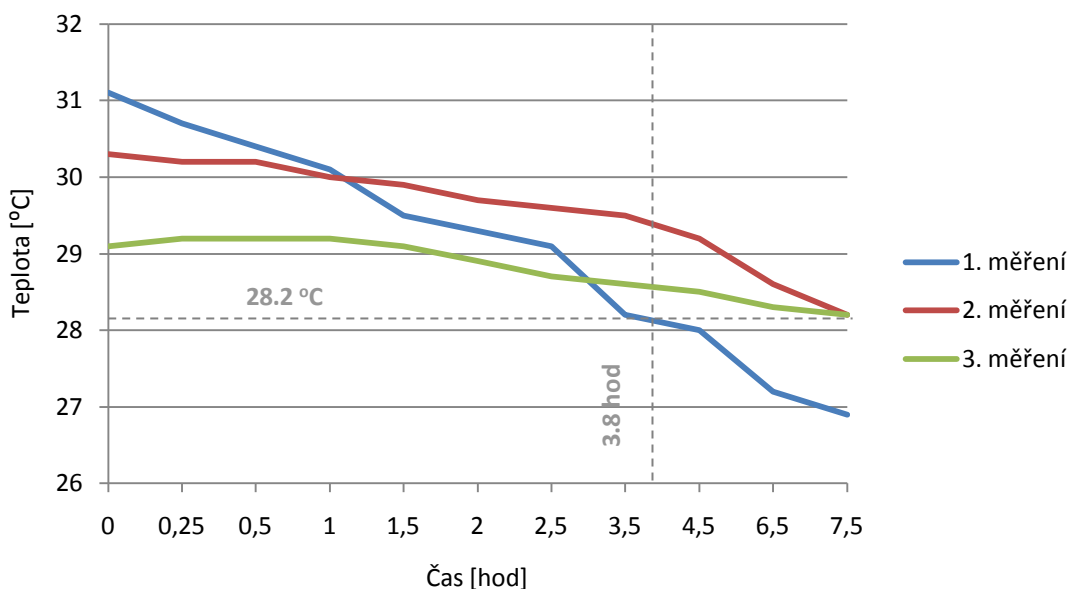
Obrázek B-3



Obrázek B-4

## Příloha C Měření teploty vody v dechlorační jímce

		vířivka (19.3.2010)	vířivka (20.3.2010)	bazény (21.3.2010)
		1. měření	2. měření	3. měření
min.	hod.	[°C]	[°C]	[°C]
0	0	31,1	30,3	29,1
15	0,25	30,7	30,2	29,2
30	0,5	30,4	30,2	29,2
60	1	30,1	30	29,2
90	1,5	29,5	29,9	29,1
120	2	29,3	29,7	28,9
150	2,5	29,1	29,6	28,7
210	3,5	28,2	29,5	28,6
270	4,5	28	29,2	28,5
390	6,5	27,2	28,6	28,3
450	7,5	26,9	28,2	28,2



\* teplota vzduchu ve strojovně

dne 19.3.2010	(za plného provozu)	27,5	°C
dne 22.3.2010	(před začátkem provozu)	19,5	°C

\*\* teplota vody v dechlorační jímce před začátkem provozu (ovlivněno mnoha vlivy)

dne 19.3.2010	25,8	°C
dne 20.3.2010	28,5	°C
dne 21.3.2010	27,5	°C
dne 22.3.2010	26,8	°C

\*\*\* teplota napájecí vody z vodovodního řádu

dne 22.3.2010	6,6	°C
---------------	-----	----

## Závěr měření:

Pomocí termočlánku byla provedena celkem tři měření teploty vody v dechlorační jímce. Do dechlorační jímky vstupují dva druhy znečištěné vody:

- voda z vířivky (34 °C) po vyprání vířivkového filtru (1. a 2. měření),
- voda z bazénů (30 °C) po vyprání bazénového filtru (3. měření).

Jak je vidno z grafu, tak při žádném měření není počáteční teplota vody stejně vysoká jako výše uváděné. Příčin je více:

- voda pro vyprání filtrů se odebírá hlavně z akumulčních jímek (jedna pro vířivku a jedna pro bazén), kde teplota vody při akumulaci klesá,
- voda chladne při cestě potrubím do dechlorační jímky,
- voda v dechlorační jímce z předchozího praní filtru (už studená) nebývá zcela vyčerpána a to má za následek míšení s vodou nově přichozí (teplou).

Zprůměrováním hodnot jsou počáteční teploty zvoleny:

- voda z vířivky 30,7 °C
- voda z bazénů 29,2 °C

Také je možno z grafu odečíst, že 2. a 3. měření má podobnou křivku chladnutí kdežto 1. měření má křivku chladnutí strmější. Důvod:

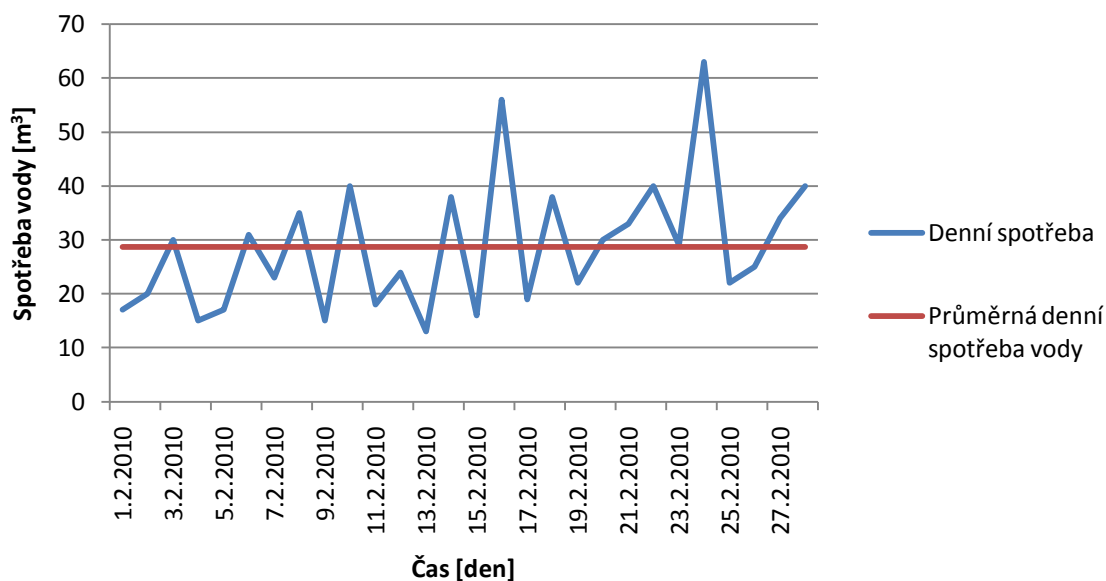
- první měření respektive praní vířivkového filtru bylo provedeno pouze k seznámení se s procesem praní filtrů a ustavení termočlánku v dechlorační jímce, proto bylo použito jen minimální nutné množství vody (menší množství vody chladne rychleji).

Nejnižší teplota nevyčerpaného zbytku vody v dechlorační jímce byla naměřena 25,8 °C. To znamená, že voda po vyprání filtrů je využitelná i po delší době (například když k dopouštění akumulčních jímek nedochází okamžitě po vyprání filtrů). Toto minimum (25,8 °C) však není směrodatné, neboť za sedm a půl hodiny voda v 2. a 3. měření klesla pouze na 28,2 °C a v této době vždy dochází k dopouštění akumulčních jímek (navíc vedoucí odboru relaxace a sportu v Kravařích je ochoten synchronizovat praní filtrů s dopouštěním akumulčních jímek).

Teplota napájecí vody k doplnění akumulčních jímek byla naměřena 6,6 °C.

## Příloha D Spotřeba vody a návštěvnost v Aquaparku Kravaře

	Počet lidí	Dosud	vodoměr bazénů /m³		vodoměr vířivky/m³		celkem	dosud m³	l/osoba
1.2.2010	369	369	18621	11	3569	6	17	17	46,07
2.2.2010	212	581	18641	15	3574	5	20	37	63,68
3.2.2010	427	1008	18671	22	3582	8	30	67	66,47
4.2.2010	412	1420	18686	9	3588	6	15	82	57,75
5.2.2010	457	1877	18703	9	3596	8	17	99	52,74
6.2.2010	610	2487	18734	23	3604	8	31	130	52,27
7.2.2010	686	3173	18757	14	3613	9	23	153	48,22
8.2.2010	393	3566	18792	26	3622	9	35	188	52,72
9.2.2010	270	3836	18807	10	3627	5	15	203	52,92
10.2.2010	724	4560	18847	32	3635	8	40	243	53,29
11.2.2010	407	4967	18865	13	3640	5	18	261	52,55
12.2.2010	545	5512	18889	17	3647	7	24	285	51,71
13.2.2010	603	6115	18902	9	3651	4	13	298	48,73
14.2.2010	546	6661	18940	31	3658	7	38	336	50,44
15.2.2010	375	7036	18956	10	3664	6	16	352	50,03
16.2.2010	527	7563	19012	47	3673	9	56	408	53,95
17.2.2010	918	8481	19031	14	3678	5	19	427	50,35
18.2.2010	701	9182	19069	31	3685	7	38	465	50,64
19.2.2010	1084	10266	19091	12	3695	10	22	487	47,44
20.2.2010	912	11178	19121	21	3704	9	30	517	46,25
21.2.2010	1048	12226	19154	27	3710	6	33	550	44,99
22.2.2010	492	12718	19194	31	3719	9	40	590	46,39
23.2.2010	444	13162	19223	23	3725	6	29	619	47,03
24.2.2010	811	13973	19286	55	3733	8	63	682	48,81
25.2.2010	526	14499	19308	13	3742	9	22	704	48,56
26.2.2010	722	15221	19333	19	3748	6	25	729	47,89
27.2.2010	920	16141	19367	27	3755	7	34	763	47,27
28.2.2010	1004	17145	19407	33	3762	7	40	803	46,84
Průměrná denní spotřeba vody:				21,6		7,1	28,7		



## Příloha E Fyzikální vlastnosti vody

t	p	$\rho$	$c_p$	$\lambda$	a	$\eta$	$\nu$	Pr
°C	kPa	kg.m <sup>-3</sup>	kJ.kg <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup>	W.m <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup>	m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>	Ns.m <sup>-1</sup>	m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>	/
0	103,3	999,9	4,212	0,5507	1,31E-07	1,79E-03	1,79E-06	1,37E+01
10	103,3	999,7	4,191	0,574	1,37E-07	1,31E-03	1,31E-06	9,52E+00
20	103,3	998,2	4,183	0,5984	1,43E-07	1,00E-03	1,01E-06	7,02E+00
30	103,3	995,7	4,174	0,617	1,49E-07	8,02E-04	8,05E-07	5,42E+00
40	103,3	992,2	4,174	0,6332	1,53E-07	6,53E-04	6,59E-07	4,31E+00
50	103,3	988,1	4,174	0,6472	1,57E-07	5,49E-04	5,56E-07	3,54E+00
60	103,3	983,2	4,178	0,6588	1,60E-07	4,70E-04	4,78E-07	2,98E+00
70	103,3	977,8	4,187	0,667	1,63E-07	4,06E-04	4,15E-07	2,55E+00
80	103,3	971,8	4,1952	0,6739	1,66E-07	3,55E-04	3,65E-07	2,21E+00
90	103,3	965,3	4,208	0,6797	1,68E-07	3,15E-04	3,26E-07	1,95E+00
100	103,3	958,4	4,22	0,682	1,69E-07	2,83E-04	2,95E-07	1,75E+00

## Příloha F Rozměry měděných trubek [6]

Vnější pr./tl. stěny v mm	Vnější průměr trubky	Tloušťka stěny trubky	Vnitřní průměr trubky	Objem 1,0 m trubky	Světlý průřez trubky	Povrch 1,0 m trubky	Hmotnost 1,0 m trubky
D/tl. stěny	D	t	d <sub>i</sub>	V	A	S	M
[mm/mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[dm <sup>3</sup> .m <sup>-1</sup> ]	[m <sup>2</sup> .10 <sup>-4</sup> ]	[m <sup>2</sup> .m <sup>-1</sup> ]	[kg.m <sup>-1</sup> ]
<b>6,0/1,0</b>	6,00	1,00	4,00	0,013	0,126	0,0188	0,140
<b>8,0/1,0</b>	8,00	1,00	6,00	0,028	0,283	0,0251	0,196
<b>10,0/1,0</b>	10,00	1,00	8,00	0,050	0,503	0,0314	0,252
<b>12,0/1,0</b>	12,00	1,00	10,00	0,079	0,785	0,0377	0,309
14,0/1,0	14,00	1,00	12,00	0,113	1,131	0,0440	0,365
<b>15,0/1,0</b>	15,00	1,00	13,00	0,133	1,327	0,0471	0,393
16,0/1,0	16,00	1,00	14,00	0,154	1,539	0,0503	0,421
<b>18,0/1,0</b>	18,00	1,00	16,00	0,201	2,011	0,0565	0,477
20,0/1,0	20,00	1,00	18,00	0,254	2,545	0,0628	0,533
<b>22,0/1,0</b>	22,00	1,00	20,00	0,314	3,142	0,0691	0,589
25,0/1,5	25,00	1,50	22,00	0,380	3,801	0,0785	0,989
<b>28,0/1,5</b>	28,00	1,50	25,00	0,491	4,909	0,0880	1,115
30,0/1,5	30,00	1,50	27,00	0,573	5,726	0,0942	1,199
<b>35,0/1,5</b>	35,00	1,50	32,00	0,804	8,042	0,1100	1,410

\* standardní rozměry měděného potrubí (tučným písmem je označena přednostní řada)

## Příloha G Výpočet trubkového výměníku tepla

### Barevné značení

hodnota naměřena	hodnota zvolena	hodnota vypočtena	hodnota odečtena z tabulky
------------------	-----------------	-------------------	----------------------------

### Hodnoty potřebné k výpočtu

\* výpočtem je dosaženo všech potřebných hodnot a poté je provedena jejich korekce (červeně)

teplé médium				studené médium			
$t_{11}$	=	29,70	°C	6,60	=	$t_{21}$	
$V_t$	=	32,00	$m^3 \cdot h^{-1}$	15,00	=	$V_s$	
$m_t$	=	8,89	$kg \cdot s^{-1}$	4,17	=	$m_s$	
$t_{12}$	=	24,35	°C	18,00	=	$t_{22}$	
$cp$	=	4,179	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	4,179	=	$cp$	
$Q_t$	=	198,86	kW	198,86	=	$Q_s$	
$\Delta t_{tv}$	=	27,02	°C	12,30	=	$\Delta t_{sv}$	
$cp_{tv}$	=	4,177	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	4,189	=	$cp_{sv}$	
$\rho_{tv}$	=	996,44	$kg \cdot m^{-3}$	999,36	=	$\rho_{sv}$	
$m_t$ (korekce)	=	8,86	$kg \cdot s^{-1}$	4,16	=	$m_s$ (korekce)	
$t_{12}$ (korekce)	=	24,32	°C				
$t_{tv}$ (korekce)	=	27,01	°C				
$\rho_{tv}$ (korekce)	=	996,45	$kg \cdot m^{-3}$				
$\lambda_{tv}$	=	0,611	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,580	=	$\lambda_{sv}$	
$\eta_{tv}$	=	8,61E-04	$Ns \cdot m^{-2}$	1,24E-03	=	$\eta_{sv}$	
$v_{tv}$	=	8,66E-07	$m^2 \cdot s^{-1}$	1,24E-06	=	$v_{sv}$	

### Volba průměru a počtu trubek (d, n)

\* vnější průměr zvoleného potrubí je 10 mm s tloušťkou stěny 1 mm

$d_1$	=	0,008	m	vnitřní průměr potrubí
$d_2$	=	0,01	m	vnější průměr potrubí

\*\* počet trubek

$n$	=	17
-----	---	----

### Plocha jedné trubky ( $S_n$ )

$S_n$	=	5,03E-05
-------	---	----------

### Plocha všech trubek ( $S_t$ )

$S_t$	=	0,000855	
-------	---	----------	--

### Rozměry vnějšího pláště ( $S_{pl}$ )

$a$	=	0,075	m	0,08825	=	$b$
-----	---	-------	---	---------	---	-----

$d_{ekv}$	=	0,024558	
-----------	---	----------	--

### Určení rychlosti proudění kapaliny a Reynoldsova čísla ( $w$ , $Re$ )

<b>w<sub>t</sub></b>	=	1,682363	m.s <sup>-1</sup>	4,876071	=	<b>w<sub>s</sub></b>	
<b>Re<sub>t</sub></b>	=	47695,66	TB	TB	31433,17	=	<b>Re<sub>s</sub></b>

### Určení Nuseltova kritéria ( $Nu$ )

\* z tabulky je odečtena hodnota Prandtlova čísla pro střední teploty

$Pr_t$	=	5,8980		8,9450	=	$Pr_s$
--------	---	--------	--	--------	---	--------

\*\* hodnota  $Pr_s$  pro teplotu stěny

$t_s$	=	19,66	$^{\circ}C$			
$Pr_{stěny}$	=	7,1060				
$\epsilon_{t-t}$	=	0,954489		1,059228	=	$\epsilon_{t-s}$
$Nu_t$	=	237,7811		226,0991	=	$Nu_s$

### Určení součinitele přestupu tepla ( $\alpha$ )

\* vypočteno pomocí nuseltova kritéria, součinitele vodivosti a průměru

z teplé vody do stěny				z trubky do studené vody	
$\alpha_t$	=	5920,143	$W.m^{-2}.K^{-1}$	16381,22	= $\alpha_s$

### Volba materiálu

\* jako materiál se většinou používá měď kvůli velmi dobré tepelné vodivosti

$\lambda_{měď}$	=	395	$W.m^{-1}.K^{-1}$
-----------------	---	-----	-------------------

### Určení součinitele prostupu tepla ( $k_i$ )

$k_i$	=	126,6535	$W.m^{-2}.K^{-1}$
-------	---	----------	-------------------

### Určení tepelného toku ( $q_l$ )

$q_l$	=	1863,365	$W \cdot m^{-1}$
-------	---	----------	------------------

### Určení střední logaritmické teploty ( $t_{stř}$ )

\* pro vyšší efektivitu je zvolen výměník tepla protiproudý

$\Delta t_1$	=	11,70	$^{\circ}C$	17,72	=	$\Delta t_2$
$\Delta t_{stř}$	=	14,50437	$^{\circ}C$			

### Určení délky výměníku ( $l$ )

$L$	=	108,2491	m
-----	---	----------	---

$L_n$	=	6,367595	m
-------	---	----------	---

### Určení plochy výměníku ( $S$ )

$S$	=	3,400746	$m^2$
-----	---	----------	-------



## Příloha H Výpočet tlakových ztrát

### Barevné značení

hodnota naměřena	hodnota zvolena	hodnota vypočtena	hodnota odečtena z tabulky
------------------	-----------------	-------------------	----------------------------

### Třecí ztráta studeného média ( $\Delta p_{zT,s}$ )

\* absolutní drsnost potrubí (zdroj [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz))

$k$	=	0,02	mm	=	0,00002	m
-----	---	------	----	---	---------	---

\* relativní drsnost stěn

$\epsilon$	=	0,00250	≤	0,003483	hydraulicky hladké potrubí
------------	---	---------	---	----------	----------------------------

\* součinitel tření podle Blasiova vztahu

$\lambda$	=	0,023762
-----------	---	----------

\* třecí ztráta

$\Delta p_{zT,s}$	=	224700,79	Pa
-------------------	---	-----------	----

### Místní ztráta studeného média ( $\Delta p_{zM,s}$ )

\* náhlým rozšířením (z přívodního potrubí 0,05 x 0,0069 do příruby DN40)

$w$	=	4,048384	m.s <sup>-1</sup>	rychlost proudění před změnou průřezu
-----	---	----------	-------------------	---------------------------------------

$\zeta_{m1,s}$	=	0,3
----------------	---	-----

$\Delta p_{zM,s1}$	=	2456,827	Pa
--------------------	---	----------	----

\* náhlým rozšířením (z přívodního nátrubku o průměru 0,0395 do sběrnice 0,075 x 0,08825)

$w$	=	3,400202	m.s <sup>-1</sup>	rychlost proudění před změnou průřezu
-----	---	----------	-------------------	---------------------------------------

$\zeta_{m2,s}$	=	0,3
----------------	---	-----

$\Delta p_{zM,s2}$	=	1733,087	Pa
--------------------	---	----------	----

\* náhlým zúžením (ze sběrnice 0,075 x 0,08825 do trubek 0,01 x 0,001)

$w$	=	0,629525	m.s <sup>-1</sup>	rychlost proudění před změnou průřezu
-----	---	----------	-------------------	---------------------------------------

$\zeta_{m3,s}$	=	1,5
----------------	---	-----

$\Delta p_{zM,s3}$	=	297,0343	Pa
--------------------	---	----------	----

\* zakřivením potrubí - oblouk hladký v úhlu 180° - počet 3

$w$	=	4,876071	$m.s^{-1}$
-----	---	----------	------------

$\zeta_{m4,s}$	=	0,2	
----------------	---	-----	--

$\Delta p_{zM,s4n}$	=	2376,073	Pa
---------------------	---	----------	----

$\Delta p_{zM,s4}$	=	7128,22	Pa
--------------------	---	---------	----

\* náhlým rozšířením (z trubek 0,01 x 0,001 do sběrnice 0,15 x 0,1765) - počet 2

$w$	=	4,876071	$m.s^{-1}$ rychlost proudění před změnou průřezu
-----	---	----------	--

$\zeta_{m4,s}$	=	0,3	
----------------	---	-----	--

$\Delta p_{zM,s5n}$	=	3564,109	Pa
---------------------	---	----------	----

$\Delta p_{zM,s5}$	=	7128,219	Pa
--------------------	---	----------	----

\* náhlým zúžením (ze sběrnice 0,15 x 0,1765 do trubek 0,01 x 0,001) - počet 2

$w$	=	0,157381	$m.s^{-1}$ rychlost proudění před změnou průřezu
-----	---	----------	--

$\zeta_{m6,s}$	=	1,5	
----------------	---	-----	--

$\Delta p_{zM,s6n}$	=	18,56464	Pa
---------------------	---	----------	----

$\Delta p_{zM,s6}$	=	37,12929	Pa
--------------------	---	----------	----

\* náhlým rozšířením (z trubek 0,01 x 0,001 do sběrnice 0,075 x 0,08825)

$w$	=	4,876071	$m.s^{-1}$ rychlost proudění před změnou průřezu
-----	---	----------	--

$\zeta_{m7,s}$	=	0,3	
----------------	---	-----	--

$\Delta p_{zM,s7}$	=	3564,109	Pa
--------------------	---	----------	----

\* Náhlým zúžením (ze sběrnice 0,075 x 0,08825 do přívodního nátrubku o průměru 0,0395)

$w$	=	0,629525	$m.s^{-1}$ rychlost proudění před změnou průřezu
-----	---	----------	--

$\zeta_{m8,s}$	=	1,5	
----------------	---	-----	--

$\Delta p_{zM,s8}$	=	297,0343	Pa
--------------------	---	----------	----

\* Náhlým zúžením (z příruby DN40 do vratného potrubí o průměru 0,05 x 0,0069)

$w$	=	3,400202	$m.s^{-1}$ rychlost proudění před změnou průřezu
-----	---	----------	--

$\zeta_{m9,s}$	=	1,5	
----------------	---	-----	--

$\Delta p_{zM,s9}$	=	8665,436	Pa
--------------------	---	----------	----

### Celková tlaková ztráta studeného média ( $\Delta p_{z,s}$ )

$\Delta p_{z,s}$	=	256007,89	Pa	=	256,01	kPa
------------------	---	-----------	----	---	--------	-----

Tlak vody ve vodovodním řádu je 600 kPa, za výměníkem tepla je tedy konečný tlak vody 303 kPa.

### Třecí ztráta teplého média ( $\Delta p_{zT,t}$ )

\* absolutní drsnost potrubí (zdroj [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz))

$k$	=	0,022	mm	=	0,000022
-----	---	-------	----	---	----------

\* relativní drsnost stěn  $d_h=0,024558$

$\epsilon$	=	0,000896	$\leq$	0,002418	hydraulicky hladké potrubí
------------	---	----------	--------	----------	----------------------------

\* součinitel tření podle Blasiova vztahu

$\lambda$	=	0,02141
-----------	---	---------

\* třecí ztráta

$\Delta p_{zT,t}$	=	8605,525	Pa
-------------------	---	----------	----

### Místní ztráta teplého média ( $\Delta p_{zM,t}$ )

\* náhlým zúžením (z přívodního potrubí 0,05 x 0,0024 do příruby DN40)

$w$	=	5,53963	$m.s^{-1}$ rychlost proudění před změnou průřezu
-----	---	---------	--

$\zeta_{m1,t}$	=	1,5	
----------------	---	-----	--

$\Delta p_{zM,t1}$	=	22933,85	Pa
--------------------	---	----------	----

\* náhlým rozšířením (z přírodního nátrubku o průměru 0,0395 do pláště 0,075 x 1,02)

$w$	=	7,253764	$\text{m.s}^{-1}$	rychlost proudění před změnou průřezu
-----	---	----------	-------------------	---------------------------------------

$\zeta_{m2,t}$	=	1
----------------	---	---

$\Delta p_{zM,t2}$	=	26215,07	Pa
--------------------	---	----------	----

\* náhlou změnou směru - počet 10

$w$	=	1,682363	$\text{m.s}^{-1}$	rychlost proudění před změnou průřezu
-----	---	----------	-------------------	---------------------------------------

$\zeta_{m3,t}$	=	1,13
----------------	---	------

$\Delta p_{zM,t3n}$	=	1593,464	Pa
---------------------	---	----------	----

$\Delta p_{zM,t3}$	=	15934,64	Pa
--------------------	---	----------	----

\* náhlým zúžením (z pláště do přírodního nátrubku o průměru 0,0395)

$w$	=	1,682363	$\text{m.s}^{-1}$	rychlost proudění před změnou průřezu
-----	---	----------	-------------------	---------------------------------------

$\zeta_{m4,t}$	=	3
----------------	---	---

$\Delta p_{zM,t4}$	=	4230,434	Pa
--------------------	---	----------	----

\* Náhlým rozšířením (z příruby DN40 do vratného potrubí 0,05x0,0024)

$w$	=	7,253764	$\text{m.s}^{-1}$	rychlost proudění před změnou průřezu
-----	---	----------	-------------------	---------------------------------------

$\zeta_{m5,t}$	=	0,3
----------------	---	-----

$\Delta p_{zM,t5}$	=	7864,52	Pa
--------------------	---	---------	----

**Celková tlaková ztráta teplého média ( $\Delta p_{z,t}$ )**

$\Delta p_{z,t}$	=	85784,03	Pa	=	85,78	kPa
------------------	---	----------	----	---	-------	-----

## Příloha I Ekonomické zhodnocení

### Barevné značení

hodnota naměřena	hodnota zvolena	hodnota vypočtena	hodnota odečtena z tabulky
------------------	-----------------	-------------------	----------------------------

### Hodnoty potřebné k výpočtu ohřátí vody pro bazény

nynější stav				možný stav (instalovaný výměník tepla)			
$t_{11}$	=	6,6	°C	18	=	$t_{11}$	
$t_{12}$	=	30	°C	30	=	$t_{12}$	
$\Delta t_N$	=	18,3	°C	24	=	$\Delta t_M$	
$c_{p-N}$	=	4,184	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	4,179	=	$c_{p-M}$	
$V_{\text{průtok}}$	=	15	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$				
$m_{\text{průtok}}$	=	4,17	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$				
$V$	=	21,6	$\text{m}^3$				
$n$	=	365	den				
$C_{\text{ena}}$	=	8,2675	$\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$				

### Výpočet energie k ohřátí vody na 30 °C

$Q_N$	=	407,98	kW	208,97	=	$Q_M$
-------	---	--------	----	--------	---	-------

### Provozní parametry

\* čas potřebný k doplnění vody

$t_{\text{baz}}$	=	1,44	$\text{h} \cdot \text{den}^{-1}$	=	5184	$\text{s} \cdot \text{den}^{-1}$
------------------	---	------	----------------------------------	---	------	----------------------------------

### Roční množství tepla potřebné k ohřátí vody na 30 °C

$Q_{N,\text{spotř}}$	=	771954,17	MJ	395404,68	=	$Q_{M,\text{spotř}}$
----------------------	---	-----------	----	-----------	---	----------------------

### Roční tepelný příkon

\* předpokládaná účinnost litinových teplovodních kotlů na zemní plyn je 0,9

$Q_{N,\text{přík}}$	=	857726,85	MJ	439338,53	=	$Q_{M,\text{přík}}$
---------------------	---	-----------	----	-----------	---	---------------------

### Roční množství spotřebovaného plynu

\* předpokládaná výhřevnost zemního plynu je  $37,8 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3}$

$V_{N,\text{plynu}}$	=	22691,19	$\text{m}^3$	11622,71	=	$V_{M,\text{plynu}}$
----------------------	---	----------	--------------	----------	---	----------------------

### Cena odebraného zemního plynu

$C_{\text{ena}_N}$	=	187599,38	Kč	96090,77	=	$C_{\text{ena}_M}$
--------------------	---	-----------	----	----------	---	--------------------

### Roční úspora při instalaci výměníku tepla pro vodu z bazénů

$\dot{Q}_{\text{spora}_{\text{baz}}}$	=	91508,61	Kč.rok <sup>-1</sup>
---------------------------------------	---	----------	----------------------

### Hodnoty potřebné k výpočtu ohřátí vody pro vířivku

nynější stav				možný stav (instalovaný výměník tepla)			
$t_{11}$	=	6,6	°C	18	=	$t_{11}$	
$t_{12}$	=	34	°C	34	=	$t_{12}$	
$\Delta t_N$	=	20,3	°C	26	=	$\Delta t_M$	
$c_{p-N}$	=	4,183	kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	4,178	=	$c_{p-M}$	
$V_{\text{průtok}}$	=	15	m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup>				
$m_{\text{průtok}}$	=	4,17	kg.s <sup>-1</sup>				
$V$	=	7,1	m <sup>3</sup>				
$n$	=	365	den				
$C_{\text{ena}}$	=	8,2675	Kč.kWh <sup>-1</sup>				

### Výpočet energie k ohřátí vody na 34 °C

$Q_N$	=	477,53	kW	278,51	=	$Q_M$
-------	---	--------	----	--------	---	-------

### Provozní parametry

\* čas potřebný k doplnění vody

$t_{\text{víř}}$	=	0,47	h.den <sup>-1</sup>	=	1704	s.den <sup>-1</sup>
------------------	---	------	---------------------	---	------	---------------------

### Roční množství tepla potřebné k ohřátí vody na 34 °C

$Q_{N,\text{spotř}}$	=	297003,53	MJ	173220,01	=	$Q_{M,\text{spotř}}$
----------------------	---	-----------	----	-----------	---	----------------------

### Roční tepelný příkon

\* předpokládaná účinnost litinových teplovodních kotlů na zemní plyn je 0,9

$Q_{N,\text{přík}}$	=	330003,92	MJ	192466,67	=	$Q_{M,\text{přík}}$
---------------------	---	-----------	----	-----------	---	---------------------

### Roční množství spotřebovaného plynu

\* předpokládaná výhřevnost zemního plynu je 37,8 MJ.m<sup>-3</sup>

$V_{N,\text{plynu}}$	=	8730,26	m <sup>3</sup>	5091,71	=	$V_{M,\text{plynu}}$
----------------------	---	---------	----------------	---------	---	----------------------

### Cena odebraného zemního plynu

$C_{\text{ena}_N}$	=	72177,44	Kč	42095,72	=	$C_{\text{ena}_M}$
--------------------	---	----------	----	----------	---	--------------------

### Roční úspora při instalaci výměníku tepla pro vodu z vířivky

$\dot{Q}_{\text{vř}}$	=	30081,72	Kč.rok <sup>-1</sup>
-----------------------	---	----------	----------------------

### Náklady na provoz kalového čerpadla

$P_{\text{přik}}$	=	1,8	kW		
$t_{\text{čer}}$	=	1,91	h.den <sup>-1</sup>	=	698,37 h.rok <sup>-1</sup>
Cena	=	2,81	Kč.kW <sup>-1</sup> .h <sup>-1</sup>		

### Roční spotřeba elektrické energie kalovým čerpadlem

$P_{\text{přik,rok}}$	=	1257,06	kWh.rok <sup>-1</sup>
-----------------------	---	---------	-----------------------

### Roční náklady na spotřebu elektrické energie kalovým čerpadlem

$N_{\text{čer}}$	=	3532,34	Kč.rok <sup>-1</sup>
------------------	---	---------	----------------------

### Celková úspora při instalaci výměníku

$\dot{Q}_{\text{celková}}$	=	118058,00	Kč.rok <sup>-1</sup>
----------------------------	---	-----------	----------------------

### Náklady na výměník tepla

Investice	=	86344	Kč
-----------	---	-------	----

### Doba návratnosti investice

Doba návratnosti	=	0,73	rok
------------------	---	------	-----